



UNIVERSIDADE DO VALE DO TAQUARI – UNIVATES

CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA

**DESENVOLVIMENTO DE UM SISTEMA DE FREIO: VEÍCULO *OFF ROAD* PARA COMPETIÇÃO BAJA SAE**

Jéssica Delazeri

Lajeado, novembro de 2019

Jéssica Delazeri

**DESENVOLVIMENTO DE UM SISTEMA DE FREIO: VEÍCULO *OFF*  
*ROAD* PARA COMPETIÇÃO BAJA SAE**

Trabalho de conclusão de Curso apresentado ao Centro de Ciências Exatas e Tecnológicas da Universidade do Vale do Taquari – UNIVATES, como parte da exigência para a obtenção do título de bacharel em Engenharia Mecânica.

Orientador: Dr. Eng. Lober Hermany.

Lajeado, novembro de 2019

## **AGRADECIMENTOS**

A minha família, meu pai Mauro Delazeri, minha mãe Lori T. Delazeri e a minha irmã Bárbara Delazeri de quem subtrai horas de convívio para este trabalho.

Agradeço ao meu namorado e melhor amigo Jackson D. Majolo por sempre me apoiar e incentivar os meus sonhos.

Aos professores orientadores Cristian Pohl Meinhardt e Lober Hermany pela disponibilidade, instruções e dedicação durante o período de orientação.

Aos meus colegas Bajeiros pelo auxílio na fabricação da bancada para a realização dos testes deste trabalho.

E a equipe Baja Univates Team por proporcionar a fase de maior aprendizado ao longo do curso de Engenharia Mecânica.

“Na vida,  
nada deve ser temido  
apenas compreendido”.

Marie Curie

## RESUMO

Um projeto mecânico é um processo iterativo com fases que necessitam da troca de dados e informações entre os setores corporativos envolvidos. A engenharia de desenvolvimento organiza as informações obtidas e projeta um produto principalmente a partir de uma necessidade específica do mercado. Este, informa os seus requisitos de entrada para que as tomadas de decisões do projeto sejam coerentes com os resultados esperados. Na elaboração de um projeto os engenheiros responsáveis devem elaborar soluções alternativas para os problemas que surgem no decorrer do desenvolvimento do produto. Para posteriormente implementá-lo e apresentá-lo para a comunidade que necessita da sua aplicação. Todavia este produto deverá ser funcional, confiável, competitivo, manufaturável e lucrativo. O presente trabalho desenvolveu um projeto mecânico de um sistema de freio voltado a veículos *off road* através da definição dos componentes do projeto pela análise da dinâmica veicular do chassi. Testes práticos de temperatura realizados em uma bancada em dois modelamentos de discos de freio, com e sem canais dissipadores de energia apresentaram comportamento similar na eficiência de dissipação, sendo possível justificar a melhor opção para o projeto. Através do memorial de cálculo, a distância de frenagem do protótipo se apresentou próxima aos dados do veículo de 2017 da equipe Baja Univates Team, que possui as mesmas configurações que o protótipo em análise deste trabalho 5,56m em 0,40s. Este projeto mecânico está apto a participar de uma competição de engenharia BAJA SAE por estar em conformidade com os itens do regulamento interno.

**Palavras-chave:** Desenvolvimento. Produto. Projeto mecânico. Competição BAJA SAE. Sistema de freio. Projeto veicular.

## ABSTRACT

A mechanical design is an interactive process with stages that require data's and information's exchange among the corporate sectors involved. Development engineering organizes the information obtained and designs a product primarily from a specific market need. It informs its input requirements so that the project's decision-making are consistent with the expected results. When designing a project, responsible engineers should work out alternative solutions to the problems that arise during product development. To later implement it and introduce it to the community that needs your application. However, this product should be functional, reliable, competitive, manufacturable and profitable. The present work intends to develop a mechanical design of a brake system turned towards *off road* vehicles through the components' definition of the project by the chassis' vehicular dynamics analysis. Dynamic temperature tests performed on a test bench on two models of brake discs, with and without power dissipating channels, with similar behavior in dissipation economy, being possible to justify the best option for the project. Through the calculation memorial, the braking distance of the prototype will be displayed next to the 2017 Baja Univates Team vehicle data, which has the same settings as the prototype under analysis in this work 5.56m at 0.40s. This mechanical project to be able to take part in the BAJA SAE engineering competition, as it meets the internal regulation items.

**Keywords:** Development. Product. Mechanic design. BAJA SAE's competition. Brake system. Vehicular design.

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Veículo protótipo <i>off Road</i> Baja.....	16
Figura 2 – Fluxograma do trabalho .....	21
Figura 3 – Principais componentes do sistema de freio hidráulico.....	25
Figura 4 – Configurações do sistema de freio hidráulico.....	26
Figura 5 – Classificação do fluido de freio.....	27
Figura 6 – Componentes de um sistema de freio a disco .....	28
Figura 7 – Disco de freio ventilado .....	29
Figura 8 – Diagrama das forças envolvidas na frenagem do veículo .....	30
Figura 9 – Princípio dos momentos.....	41
Figura 10 – Pedal de freio .....	42
Figura 11 – Cilindro mestre duplo. ....	43
Figura 12 – Tubulação rígida x tubulação flexível .....	44
Figura 13 – Pinça flutuante x Pinça fixa .....	46
Figura 14 – Pastilha de freio.....	47
Figura 15 – Metodologia de projeto.....	56
Figura 16 – Método utilizado no trabalho .....	56
Figura 17 – Parâmetros para o sistema de freio .....	58
Figura 18 – Conceito escolhido para ser desenvolvido .....	62
Figura 19 – Geometria com canais dissipadores x sem canais.....	64
Figura 20 – Projeto da bancada de testes.....	64
Figura 21 – Fatores que envolvem um projeto mecânico.....	66
Figura 22 – Bancada de testes.....	68
Figura 23 – Acionamento do pedal de freio.....	68

Figura 24 – Pressão exercida no acionamento do pedal .....	69
Figura 25 – Análise térmica do sistema traseiro.....	71
Figura 26 – Geometrias disco dianteiro x disco traseiro.....	72
Figura 27 – Componentes do sistema de freio.....	75
Figura 28 – Desenho final do protótipo a ser desenvolvido.....	76
Figura 29 – Análise térmica do disco ventilado x disco sólido.....	77

## LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Coeficientes de aderência ou atrito estático .....	48
Tabela 2 – Coeficientes de atrito de rolamento .....	48
Tabela 3 – Coleta de dados por questionário.....	52
Tabela 4 – Síntese dos parâmetros para o sistema de freio .....	58
Tabela 5 – Organização dos dados coletados pelo questionário .....	60
Tabela 6 – Apresentação percentual da coleta de dados .....	61
Tabela 7 – Conceitos da estrutura funcional do produto .....	61
Tabela 8 – Matriz de decisão .....	61
Tabela 9 – Composição química em massa para o aço SAE 1045.....	65
Tabela 10 – Propriedades mecânicas .....	65
Tabela 11 – Dados obtidos no teste do disco traseiro .....	71
Tabela 12 – Dados de saída do projeto .....	74
Tabela 13 – Comparativo entre geometria dos discos .....	77
Tabela 14 – Análise dos itens do regulamento técnico Baja SAE .....	79
Tabela 15 – Características do protótipo .....	88



## **LISTA DE GRÁFICOS**

Gráfico 1 – Participação da coleta de dados por etapa da competição Baja SAE ....	59
Gráfico 2 – Comparação da desaceleração.....	73

## LISTA DE ABREVIATURAS

SAE	<i>Society of Automotive Engineers</i>
Contran	Conselho Nacional de Trânsito
ABS	<i>Antilock Breaking System</i>
DOT	<i>Department of Transportation</i>
DIN	<i>Deutsches Institut für Normung</i>
CG	Centro de Gravidade

## LISTA DE NOMENCLATURAS

$\Delta G_i$	Transferência de carga eixo dianteiro. [N]
$\Delta G_{ii}$	Transferência de carga eixo traseiro. [N]
$\Delta T_i$	Variação de temperatura eixo dianteiro. [°C]
$\Delta T_{ii}$	Variação de temperatura eixo traseiro. [°C]
$\alpha$	Ângulo do aclone. [°]
$a$	Desaceleração do veículo. [m/s <sup>2</sup> ]
$A$	Área atrito do disco. [m <sup>2</sup> ]
$a_I$	Desaceleração no eixo dianteiro. [m/s]
$a_{II}$	Desaceleração no eixo traseiro. [m/s]
$c$	Calor específico. [J/Kg°C]
$CG$	Centro de gravidade do veículo. [m]
$C_x$	Coeficiente de resistência aerodinâmica.
$e$	Distância de parada. [m]
$E$	Energia cinética. [J]

$f$	Coeficiente de atrito de rolamento.
$F_f$	Força de frenagem. [N]
$F_{Fi}$	Força de frenagem eixo dianteiro. [N]
$F_{fII}$	Força de frenagem eixo traseiro. [N]
$F_I$	Força de inércia. [N]
$F_z$	Força de sustentação. [N]
$g$	Aceleração da gravidade. [m/s <sup>2</sup> ]
$G$	Peso do veículo. [N]
$h$	Altura do CG veículo com piloto. [m]
$l$	Distância entre eixos. [m]
$m$	Massa do veículo. [Kg]
$M_L$	Momento devido resistência aerodinâmica e a força de sustentação. [N.m]
$Q_{freio}$	Capacidade térmica. [J]
$q$	Pressão dinâmica. [Pa]
$Q_a$	Resistência aerodinâmica.
$Q_r$	Resistência de rolamento.
$Q_s$	Resistência ao aclone.
$R_I$	Reação no eixo dianteiro. [N]
$R_{II}$	Reação no eixo traseiro. [N]
$V_f$	Velocidade após frenagem. [m/s]
$V_i$	Velocidade no início da frenagem. [m/s]

$x$	Distribuição de carga.
$\delta$	Inércia de translação equivalente à rotação.
$\mu$	Coeficiente de aderência.
$\xi$	Índice de frenagem.
$\sigma$	Proporção de calor armazenado.
$FdI$	Força no disco sistema dianteiro.
$FdII$	Força no disco sistema traseiro.
$rd$	Raio dinâmico.
$re$	Raio estático.
$D$	Diâmetro externo do pneu.
$rfl$	Posição radial centro da pastilha sistema dianteiro.
$rflI$	Posição radial centro da pastilha sistema traseiro.
$A$	Área frontal projetada.
$Phid.c$	Pressão hidráulica no cilindro.
$Phid.p$	Pressão hidráulica na pinça.
$Fac.$	Força de acionamento no pedal.
$Acil.$	Área do cilindro mestre.
$\mu_{past}$	Coeficiente de atrito da pastilha.
$Ap$	Área da pinça. [mm <sup>2</sup> ].

## SUMÁRIO

<b>1 INTRODUÇÃO .....</b>	<b>15</b>
1.1 Objetivo geral .....	18
1.1.1 Objetivos específicos.....	18
1.2 Justificativa.....	18
1.3 Delimitação do tema .....	19
1.4 Estrutura do trabalho .....	20
<b>2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....</b>	<b>22</b>
2.1 Sistemas de freios.....	24
2.1.1 Freios hidráulicos .....	25
2.1.2 Freios a disco .....	28
2.2 Dinâmica veicular .....	30
2.2.1 Forças envolvidas na frenagem.....	30
2.2.1.1 Desaceleração .....	33
2.2.1.2 Índice de frenagem.....	34
2.2.1.3 Energias envolvidas.....	36
2.2.1.4 Pressões envolvidas no sistema .....	40
2.3 Componentes do sistema de freio .....	41
2.3.1 Pedal de freio.....	41
2.3.2 Cilindro mestre .....	42
2.3.3 Tubulações rígidas e flexíveis.....	43
2.3.4 Disco de freio.....	44
2.3.5 Pinça de freio.....	45
2.3.6 Pastilha de freio.....	46
2.3.7 Pneus.....	47
2.4 Desempenho do sistema de freio .....	49
2.4.1 Teste de frenagem.....	49
2.4.2 Teste de temperatura .....	51
2.5 Planejamento de produtos e/ou sistemas.....	52
2.5.1 <i>Benchmarking</i> .....	52
2.5.2 Matriz de decisão .....	53
<b>3 MATERIAIS E MÉTODOS .....</b>	<b>54</b>
3.1 Tipo de pesquisa .....	54

3.2 Modo de abordagem .....	54
3.3 Técnica de pesquisa .....	55
3.4 Metodologia de projeto .....	55
3.4.1 Projeto informacional.....	56
3.4.1.1 Identificação do problema .....	57
3.4.1.2 Levantamento e análise dos parâmetros do projeto.....	57
3.4.1.3 Síntese dos parâmetros.....	58
3.4.2 Projeto conceitual .....	59
3.4.3 Projeto preliminar.....	62
3.4.4 Projeto detalhado .....	65
 4 APRESENTAÇÃO E ANÁLISE DOS RESULTADOS .....	66
4.1 Projeto mecânico .....	66
4.2 Dinâmica veicular .....	67
4.2.1 Índice de frenagem.....	67
4.2.2 Pressão hidráulica .....	67
4.2.3 Força de acionamento .....	69
4.2.4 Força exercida no disco .....	70
4.2.5 Análise térmica.....	70
4.2.6 Geometria do rotor em disco .....	72
4.2.7 Variação da temperatura entre os sistemas independentes .....	72
4.2.8 Desaceleração .....	73
4.3 Especificação dos componentes .....	74
4.4 Análise da temperatura: disco com e sem canais dissipadores de energia..	76
4.5 Aprovação do sistema perante regulamento da competição Baja SAE .....	78
 5 CONCLUSÕES .....	80
 REFERÊNCIAS.....	82
 APÊNDICE A – Questionário do <i>Benchmarking</i> .....	86
 APÊNDICE B – Memorial de cálculo .....	88
 ANEXO 1 – Desenho técnico do pedal de freio .....	94

# 1 INTRODUÇÃO

Em 1976, na Universidade da Carolina do Sul, nos Estados Unidos da América o projeto Baja SAE iniciou suas atividades. A associação SAE Internacional, está comprometida mundialmente em ser a fonte de conhecimento para os profissionais de engenharia. Conforme a SAE, a associação possui mais de 128.000 engenheiros e especialistas técnicos associados, proporciona aos mesmos, congressos, grupos de estudos, desenvolvimento de normas, além de projetos educacionais, como o Baja, sempre voltado para a engenharia relacionada à mobilidade. O projeto Baja SAE possui como propósito o desenvolvimento de um veículo protótipo *off road*, que oferece aos estudantes de engenharia e participantes da competição a oportunidade de aplicar os conhecimentos adquiridos durante o período da sua graduação. Os acadêmicos efetuam a elaboração de um veículo desde a sua concepção, projeto detalhado, construção e aplicação de testes de desempenho, onde essas atividades incrementam a sua preparação para o mercado de trabalho. As equipes participantes devem ser compostas por estudantes de engenharia que possuem vínculo com uma instituição de ensino superior. Estes são desafiados a desenvolver um projeto veicular respeitando o regulamento interno do projeto.

No Brasil, a primeira competição ocorreu em 1995 na cidade de São Paulo. Desde então o evento ocorre anualmente com o aumento significativo de equipes participantes. Na 25ª Competição Baja SAE Brasil 2019, 87 equipes brasileiras participaram da etapa nacional. Esta competição proporciona a equipe vencedora o direito de competir na etapa internacional, nos Estados Unidos. O projeto possui além da etapa nacional seções regionais independentes como a Etapa Sul, Sudeste e



Nordeste. A Universidade do Vale do Taquari – Univates organizou sua primeira equipe no ano de 2012, sendo conhecida como Baja Univates Team. O projeto na instituição atualmente possui mais de vinte estudantes voluntários dos cursos de engenharia mecânica, produção e elétrica. A equipe é composta pelos subsistemas de Gestão, Design, Marketing, Suspensão e Direção, *Powertrain*, Estrutural, Elétrica e Freio, onde os estudantes são divididos pelas suas habilidades, competências e interesses. Durante a evolução da equipe, a mesma foi reconhecida nas competições que participou como:

- Na etapa Sul em 2013, 1º lugar em velocidade;
- Na etapa Sul em 2014, equipe evolução;
- Na etapa Nacional em 2015, melhor equipe novata.

O veículo protótipo Baja da figura 1 foi desenvolvido pela equipe Baja Univates Team no ano de 2017 para competir na etapa Sul.

Figura 1 – Veículo protótipo *off Road* Baja



Fonte: Equipe Baja Univates Team (2017, [arquivo particular]).

Este trabalho surge para desenvolver a gestão do conhecimento no subsistema de freio, uma importante metodologia para se aplicar em todos os demais subsistemas da equipe Baja Univates *Team*. Muitas vezes os voluntários mais experientes do projeto acabam concluindo a sua graduação antes de desenvolverem os novos membros da equipe. Assim, o seu conhecimento acaba não sendo registrado e compartilhado de forma construtiva para a continuidade do projeto. O dimensionamento de um sistema de forma documentada torna-se uma fonte de referência e consulta para novos membros da equipe, além de contemplar as melhorias incrementadas no projeto por membros da equipe atual.

Segundo Nicolazzi, Rosa e Leal (2012), a origem do sistema de freio está vinculada com a evolução da roda, onde teve suas primeiras utilizações aproximadamente 4.000 anos A.C. Este dispositivo facilitou o deslocamento de objetos, possibilitando o transporte de cargas pesadas, além do movimento para lugares distantes. Porém com a invenção da roda surgiu a necessidade de interrompê-la, realizando o travamento nas mesmas. Assim, apareceram os primeiros freios.

Os primeiros sistemas de freios foram empregados em carruagens e carroças, onde uma alavanca e uma sapata externa atuavam diretamente no pneu. Com o passar dos anos surgiram os freios de cinta de aço externa, que envolviam o cubo da roda ou o tambor do veículo, por acionamento mecânico. Devido a evolução dos automóveis em relação a potência e velocidade, os freios a tambor e a disco começaram a ser acionados por sistemas hidráulicos e pneumáticos. Os sistemas de freio a ar (pneumáticos) são utilizados em frotas de veículos pesados, como ônibus e caminhões. Atualmente o Conselho Nacional de Trânsito (Contran) obriga as montadoras a disponibilizarem o sistema de freio ABS para todos os novos carros fabricados. Essa tecnologia permite que não ocorra o travamento das rodas em frenagens mais bruscas, através de sensores que controlam a liberação de pressão para realizar a frenagem.

## **1.1 Objetivo geral**

O objetivo geral do presente estudo é desenvolver o projeto mecânico de um sistema de freio para um veículo *off road* Baja. O estudo será realizado em conjunto com a equipe Baja Univates Team tendo como finalidade a aprovação do sistema de freio perante as normas técnicas da competição Baja SAE.

### **1.1.1 Objetivos específicos**

Os Objetivos específicos deste trabalho estão itemizados abaixo:

- Elencar os fatores que envolvem o desenvolvimento de um projeto mecânico para o sistema de freios do veículo Baja, além especificando e selecionando os componentes do sistema.
- Verificar qual a influência da dinâmica veicular do chassi no projeto e dimensionamento do sistema de freio;
- Analisar a viabilidade técnica através de testes práticos de temperatura em uma bancada de testes, em dois discos de freio com diferentes modelamentos: com e sem canais dissipadores de energia;
- Realizar testes práticos em uma bancada, que possuem como objetivo analisar a eficiência total do sistema.

## **1.2 Justificativa**

O subsistema freio de qualquer veículo proporciona ao motorista devido a ação do atrito, controlar a velocidade das suas rodas, além de mantê-lo parado ao se estacionar. O Conselho Nacional de Trânsito (CONTRAN), dispõe a Resolução

14/1998 que torna obrigatório para os veículos automotores, que circulam no território nacional, portar um sistema de freio. Por se tratar de um requisito de segurança.

O estudo do dimensionamento de um sistema de freio para veículos *off road* destinado a competição Baja SAE torna-se apropriado por desenvolver o projeto de um item de segurança, além de englobar o bem-estar do piloto e o desenvolvimento acadêmico e prático dos integrantes da equipe Baja Univates *Team*. O mesmo deve estar em conformidade com as normas internas da competição para que a equipe seja autorizada pela comissão técnica a realizar as provas dinâmicas de avaliação de desempenho. O sistema de freio estudado neste trabalho se tornará uma importante fonte de referência ou consulta para estudantes do curso de Engenharia Mecânica. Englobando acadêmicos já participantes do projeto Baja oferecido pela Universidade do Vale do Taquari – Univates e para os novos membros que venham a continuar o aperfeiçoamento do subsistema, além do projeto veicular por completo.

### **1.3 Delimitação do tema**

Este trabalho estará limitado ao desenvolvimento de um sistema de freio hidráulico que exerça nas quatro rodas do veículo o seu travamento em superfícies pavimentadas e não pavimentadas. O mesmo deverá ser acionado apenas com um único pé do piloto, para que esta força atue diretamente no cilindro mestre do sistema. A norma da competição BAJA SAE determina que o sistema de freio deverá possuir dois circuitos hidráulicos independentes, um para a dianteira do veículo e outro para a traseira, por questão de segurança devido ao surgimento de ocorrências como uma falha ou vazamentos no sistema. Todo o trabalho prático deste estudo será desenvolvido na oficina da equipe Baja Univates Team e nos laboratórios disponíveis pela Universidade do Vale do Taquari – Univates. Tendo como um limitador do trabalho a circunstância do veículo não estar apto para montagem do sistema de freio e realizações de testes práticos no mesmo. Os testes propostos neste trabalho serão desenvolvidos em uma bancada de testes que permanecerá para demais estudos na oficina da equipe Baja Univates Team.

## 1.4 Estrutura do trabalho

A estrutura do presente trabalho será apresentada em cinco capítulos. No primeiro, é introduzido e contextualizado o tema: abordando a problemática, seguido da justificativa e delimitação do trabalho.

O segundo capítulo compreende a revisão bibliográfica do tema escolhido, referenciando e fundamentando o trabalho.

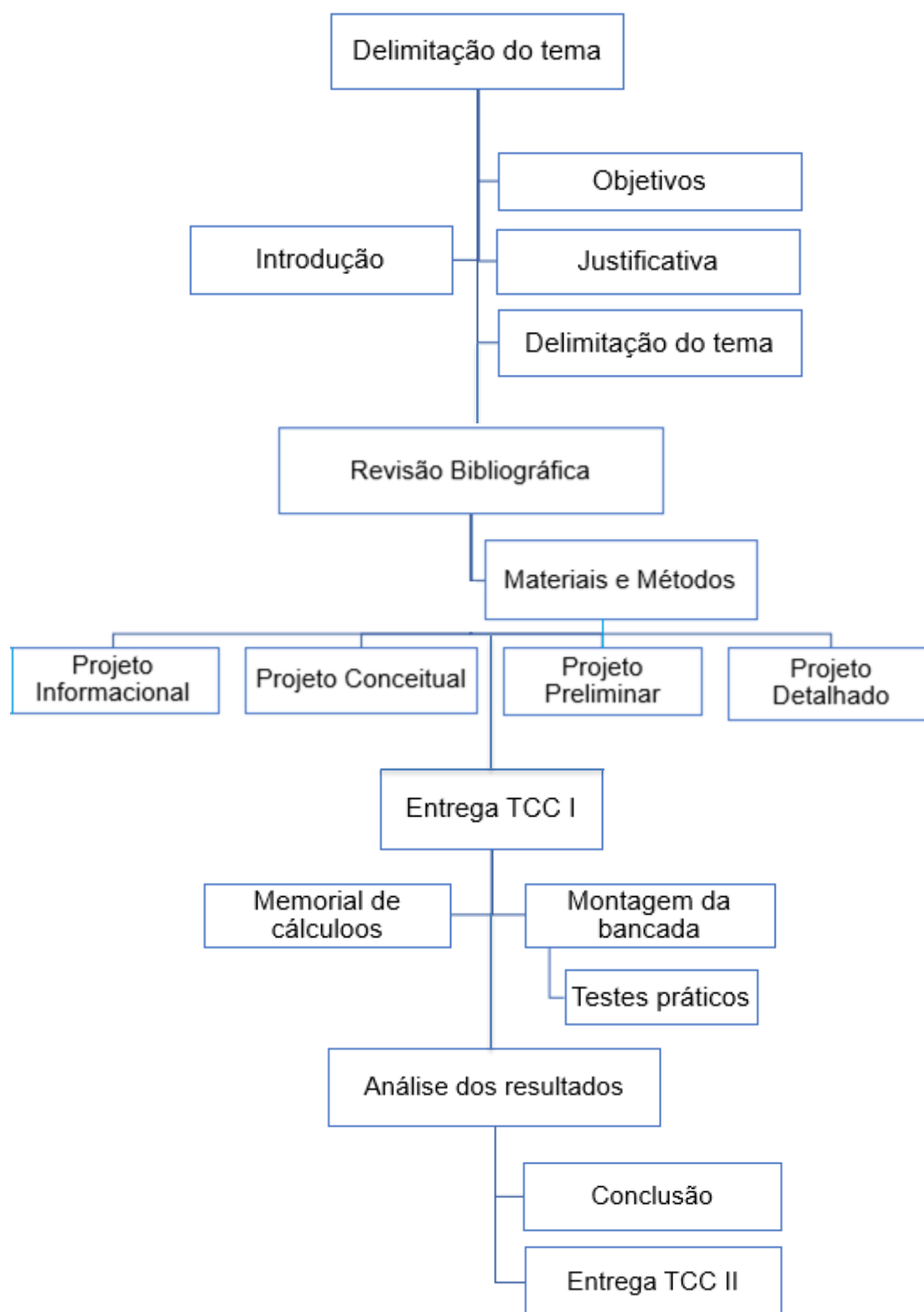
Na terceira parte serão apresentados o método de desenvolvimento de um projeto mecânico a ser desenvolvido na elaboração do trabalho e os fatores que influenciam a sua utilização no processo de fabricação do sistema de freio para veículos do tipo Baja.

No quarto capítulo são apresentadas as análises dos resultados, encontradas durante a elaboração do presente trabalho. Sempre buscando argumentar os resultados com os objetivos do trabalho e referenciando com a revisão bibliográfica. Os resultados a serem analisados são:

- Fatores que influenciam um projeto mecânico;
- Dinâmica veicular relacionada ao sistema de freio (força de acionamento, pressão do cilindro, força no disco, eficiência do sistema, temperaturas envolvidas e desaceleração do protótipo).
- Seleção dos componentes para o sistema de freio.
- Testes práticos para demonstrar a sua eficiência.
- Aprovação do sistema perante regulamento da competição Baja SAE.

No quinto capítulo se encontra a conclusão do trabalho. O resultado esperado neste trabalho será a aprovação do sistema perante as normas internas da competição Baja SAE. E, ao final, estão listadas as referências bibliográficas consultadas para a fundamentação teórica do trabalho. Na figura 2 está explanado as etapas que o trabalho seguiu para sua conclusão.

Figura 2 – Fluxograma do trabalho



Fonte: Da autora (2019).

## 2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Segundo o dicionário Houaiss, Villar e Franco (2008), o ato de frear é qualificado como a ação de limitar a continuidade de algo, mover-se mais devagar ou também conter um corpo em movimento por meio de freios. O desenvolvimento de um sistema de freio se tornou necessário após a descoberta da roda. Esta descoberta foi um grande marco para o desenvolvimento tecnológico da espécie humana. Proporcionando aos povos primitivos o transporte de pessoas e mercadorias de forma rápida e fácil, além de auxiliar no desenvolvimento das cidades no decorrer da evolução. As primeiras rodas foram fabricadas em aros de madeira que permitiam o seu desgaste de maneira uniforme, após anos surgiram os aros de metal fabricados com apenas uma única peça de ferro fundido. Atualmente as rodas de liga leve são as mais populares.

A evolução dos sistemas de freios teve início por um mecanismo simples, constituído de uma alavanca com pivô e uma sapata montada junto à roda. Com o passar dos anos surgiram os freios de cinta, geralmente confeccionados de couro, cabelo ou tecido de algodão umedecido. Esta cinta era instalada em uma roda fixada ao centro do eixo traseiro, sendo um sistema aberto estava sujeito a ação do tempo (água, barro e areia). Segundo Diulgheroglo (2012), o francês Lois Renault desenvolveu o conceito do freio a tambor em 1902, o tornando um sistema fechado, sem contato com a ação de contaminantes externos. Porém este sistema estava sujeito a ação da temperatura causada pela fricção na ação de frenagem e ainda continuava com o seu acionamento mecânico. Os freios a tambor foram introduzidos na sociedade com o seu acionamento por pressão de óleo por volta de 1930 através

de cilindros hidráulicos, logo após ocorreu o salto da tecnologia para os sistemas de freios. Surgiram os freios a disco, o mais utilizado nos sistemas automotivos atualmente.

O sistema de freio ABS foi projetado para permitir a máxima eficiência da frenagem em diversas condições do piso, essencialmente para manter o controle da dirigibilidade do veículo. Necessitando garantir a segurança dos condutores e passageiros, o sistema ABS foi integrado ao freio tradicional. O mesmo é um sistema adicional ao sistema de freio já existente. Este não permite o travamento total das rodas, funciona por controle eletrônico, monitorando os sensores de velocidade de todas as rodas. No Brasil, o uso do sistema antitravamento das rodas – ABS se tornou obrigatório através da Resolução nº 312/2009. Os veículos novos saídos de fábrica, nacionais e importados, a partir de 01 de janeiro de 2014, só terão o seu registro e licenciamento liberados se possuírem o sistema integrado ao veículo. A tecnologia no segmento dos freios automobilísticos sempre está apresentando inovações. A fórmula 1 utiliza atualmente em seus veículos de corrida um sistema de recuperação de energia cinética. Este dispositivo converte a energia desperdiçada nas frenagens em energia elétrica, sendo armazenada para ser convertida novamente em energia cinética, com o objetivo de aumentar a potência do veículo.

Com o propósito de agregar conhecimento de forma prática na formação dos estudantes de engenharia, a SAE desenvolve projetos acadêmicos em diversas categorias. Os estudantes são estimulados a desenvolverem soluções rápidas e viáveis para os problemas encontrados na concepção, fabricação e nos testes dos protótipos. Além de aperfeiçoarem a sua sistemática nos trabalhos em equipe. O veículo Baja projetado por estudantes acadêmicos para a competição Baja SAE é considerado *off-road*. Derivado do vocabulário inglês, *off-road* significa “fora de estrada”. É denominado a veículos que exercem atividades esportivas ou automobilísticas em locais que não possuem estradas pavimentadas e de difícil acesso como obstáculos impostos pela natureza. A comissão técnica da competição desenvolve obstáculos que devem ser superados em provas com condições críticas de solo, contendo lama, pedras, troncos de madeira, erosões alagadas, subidas e descidas íngremes na pista. O protótipo Baja possui como objetivos superar os obstáculos citados acima.



## 2.1 Sistemas de freios

Segundo Barbosa (2017), todo veículo carece de um sistema de freio que seja capaz de controlar a sua velocidade, pará-lo por completo e causar a imobilização do veículo quando estacionado. Esse sistema é a ação de um conjunto de elementos de comando que ligam o acionamento do pedal aos dispositivos de cada roda. Em conformidade com o manual de tecnologia automotiva da Bosch (2005), os sistemas de freio devem possuir como segmentos básicos os listados abaixo. Eles afetam o sistema para frenagem de forma individualmente.

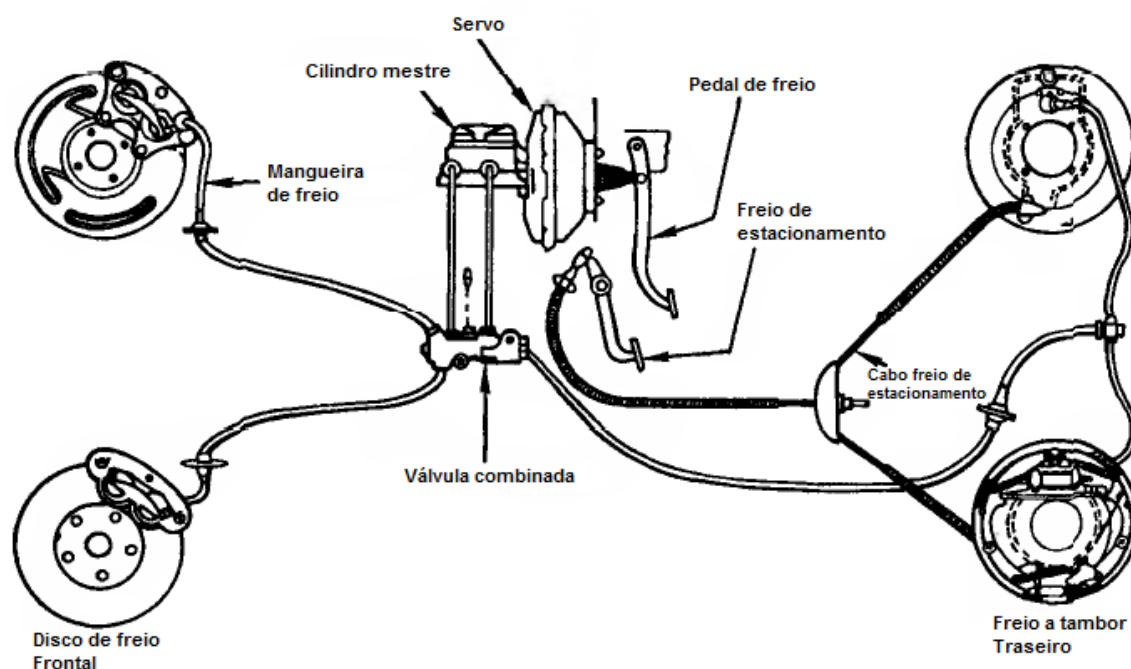
- Suprimento de energia.
- Dispositivo de comando.
- Dispositivo de transmissão para controle da força de frenagem.
- Dispositivos adicionais (frenagem de um veículo reboque).
- Freios das rodas.

O protótipo do veículo *off-road* Baja apresenta apenas como suprimento de energia, a denominada energia muscular. Por não apresentar qualquer outro tipo de dispositivo que auxilia a frenagem, se não a força externa exercida pelo piloto no pedal. O seu dispositivo de comando será composto pelos seguintes componentes: pedal de freio, cilindro mestre e reservatório de fluido de freio. Conforme Silveira (2010), existem quatro maneiras de transmissão de força no sistema de freio, por meio mecânico, hidráulico, pneumático e eletroeletrônico. No veículo Baja as forças utilizadas no sistema de freio são a mecânica, causada pela força externa do piloto no pedal e a hidráulica que amplifica essa força no cilindro mestre. Elas são suficientes para garantir a frenagem total do sistema. Para gerar o atrito na frenagem, os dispositivos que compõem o sistema de freios das rodas são denominados: freio a disco com pinças.

### 2.1.1 Freios hidráulicos

O sistema de freio hidráulico utiliza o princípio de Pascal como base de funcionamento. Este princípio descreve a amplificação da força que ocorre mecanicamente quando o motorista do veículo aciona o pedal de freio. O fluido pressurizado distribui de forma uniforme a pressão no sistema permitindo a transferência de força (HALLIDAY; RESNICK; WALKER, 2013). Esta força atua no êmbolo do cilindro mestre, que por sua vez, está conectado diretamente as tubulações (rígidas e/ou flexíveis) que pressionam as pinças. As mesmas proporcionam o contato entre as pastilhas de freio com o disco, gerando o atrito que proporciona a frenagem. Para o seu melhor funcionamento, os comandos hidráulicos devem ser impermeáveis, isentos de ar e trabalharem com um fluido apropriado para a sua aplicação (CHOLLET, 2002). Na Figura 3 é possível observar os principais componentes que compõem um sistema de freio hidráulico.

Figura 3 – Principais componentes do sistema de freio hidráulico

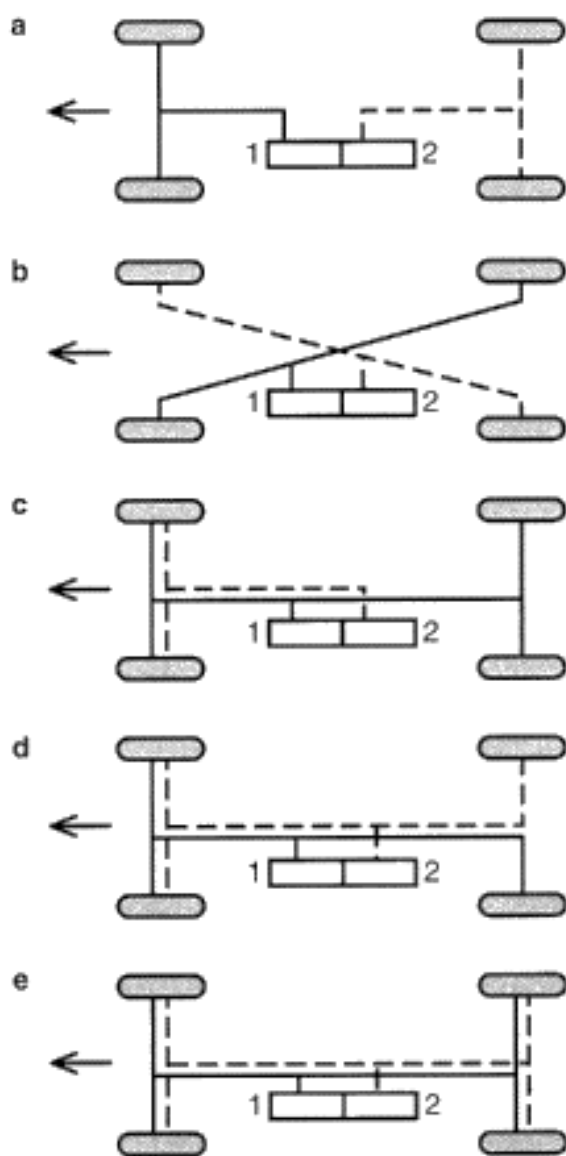


Fonte: Adaptado de Limpert (1999).

Para cumprir os requisitos estabelecidos pelo regulamento da competição Baja SAE, a configuração do circuito hidráulico de freio deste trabalho deve ser a de denominação repartição II. A mesma realiza a separação entre o eixo dianteiro e

traseiro, sendo circuitos independentes (BOSCH, 2005). Uma das câmaras do cilindro mestre alimenta os eixos dianteiros, enquanto a outra os eixos traseiros. Dispondo como objetivo dessa configuração a prevenção de uma possível falha e/ou perda total do sistema de freio, tendo como mínimo o gasto em tubulações, mangueiras e conexões. Além de diminuir a probabilidade de vazamentos em comparação aos circuitos simples. Conforme Figura 4, a norma DIN 7400 prevê cinco alternativas padrões: (a) Repartição II, (b) Repartição X, (c) Repartição HI, (d) Repartição LL, (e) Repartição HH.

Figura 4 – Configurações do sistema de freio hidráulico



Fonte: Bosch (2005, p. 804).

Os fluidos de freios utilizados em veículos automotores devem seguir padrões normatizados pelo departamento de transporte do governo norte-americano (DOT), conforme o seu ponto de ebulição. Devido a frenagem utilizar o atrito para desacelerar o veículo, com o contato da pastilha da pinça com o disco, as temperaturas neste ponto do sistema são elevadas. Por isso o ponto de ebulição do fluido é uma característica importante para não comprometer o desempenho do sistema. Existem três tipos de fluidos de freios denominados DOT 3, DOT 4 e DOT 5. Os fluidos DOT 3 e DOT 4 são lubrificantes sintéticos, com o seu uso mais comum em aplicações do dia a dia. Já o DOT 5 é considerado um silicone e raramente é utilizado. A figura 5 informa a temperatura do ponto de ebulição conforme a classificação do fluido.

Figura 5 – Classificação do fluido de freio

Classificação	DOT 3	DOT 4	DOT 5
Ponto de ebulição - Seco	265° C	268° C	268° C
Ponto de ebulição - Úmido	153° C	168° C	187° C

Fonte: Manual Nakata (2011, p. 3).

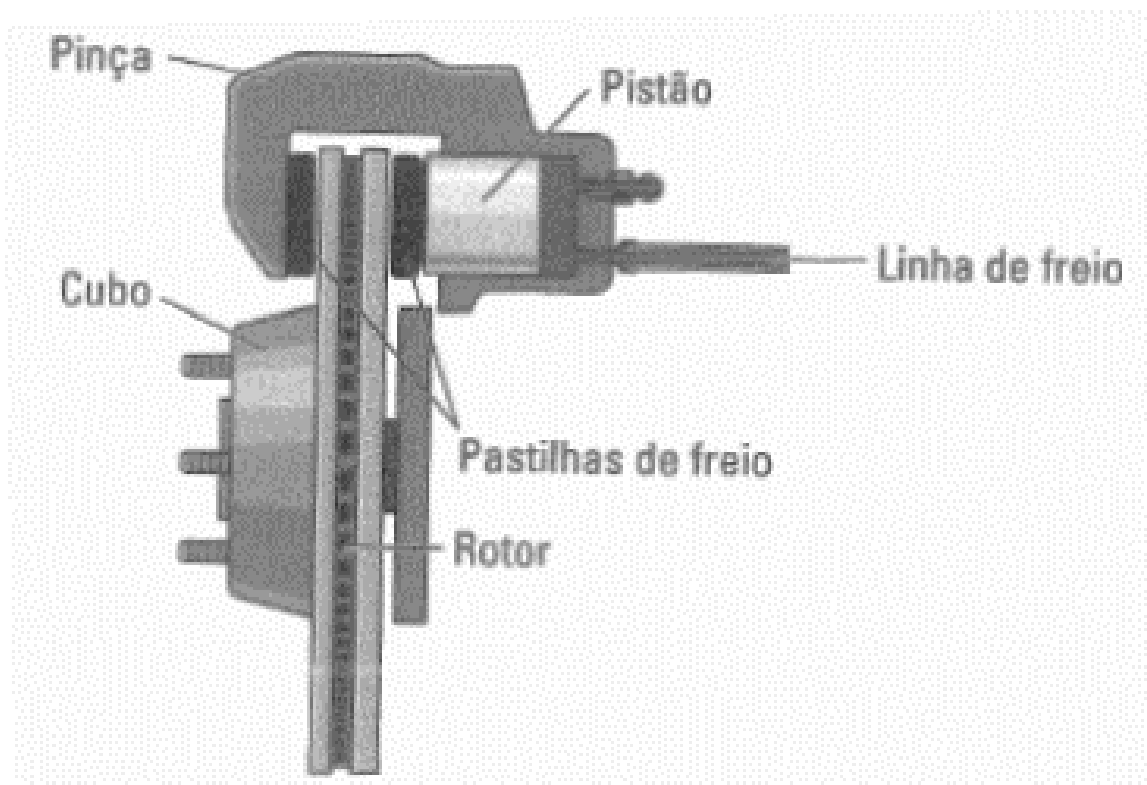
Segundo Limpert (1999), abaixo estão listadas algumas propriedades importantes dos fluidos de freio.

- Alto ponto de ebulição para evitar o desenvolvimento de vapor nas tubulações devido a temperaturas elevadas.
- Baixa compressibilidade.
- Viscosidade baixa (fluido Frio) e alta quando (fluido quente).
- Proteção contra corrosão.
- Baixa toxicidade.

### 2.1.2 Freios a disco

O sistema de freio a disco é considerado como o melhor sistema de frenagem existente, com grande parte da sua aplicação na área automotiva. Possui uma longa vida útil, uma menor dilatação do disco e uma melhor distribuição das pressões exercidas quando comprimidos contra as pastilhas de freio (BARBOSA, 2017). Além disto, freios a disco possuem também outras vantagens, como: facilidade na sua manutenção e de regulação do sistema. Seu princípio de funcionamento consiste no deslocamento do êmbolo da pinça pressionando as pastilhas contra o rotor, que nesta situação possui a geometria de um disco. O mecanismo responsável por deslocar as pinças, conforme já citado, é o fluido de freio pressurizado contido nas tubulações rígidas e/ou flexíveis, decorrente do cilindro mestre. Na Figura 6 é possível observar os principais componentes de um freio a disco.

Figura 6 – Componentes de um sistema de freio a disco



Fonte: Barbosa (2017, p. 29).

Conforme Incropera (2011), a transferência de calor por radiação térmica ocorre pela presença de um sólido que se encontra a uma temperatura mais elevada que a sua vizinhança, neste caso o disco em contato com o ambiente. O seu resfriamento está associado a redução da sua energia interna armazenada, através da emissão de radiação pela sua superfície em todas as direções possíveis com o ambiente externo. Os discos podem ser ventilados, ou seja, apresentarem canais na sua parte central. Esses dissipam melhor o calor gerado no atrito da frenagem para o ambiente, pela sua área estar em maior contato com o ar externo. A recuperação térmica nestes modelos se torna mais eficientes. Na Figura 7 é possível observar a geometria do rotor a disco.

Figura 7 – Disco de freio ventilado



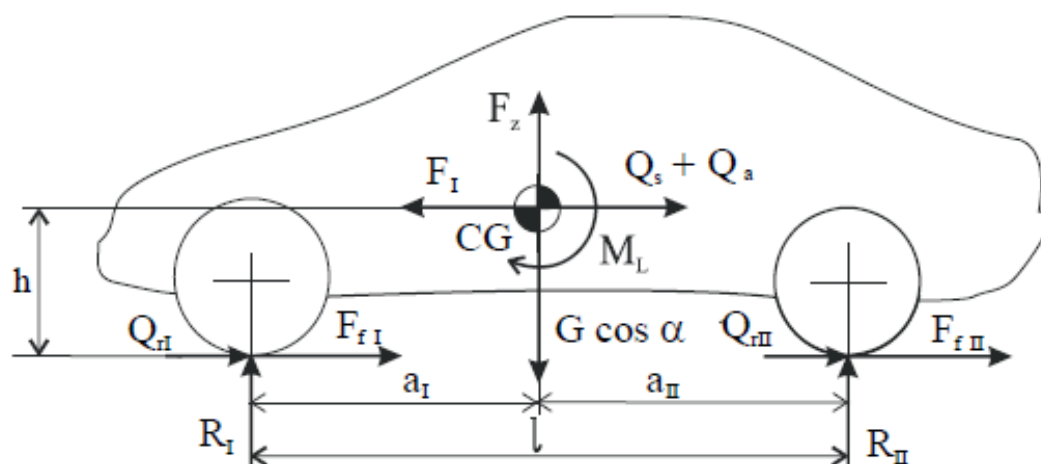
Fonte: Giansante (2017, p. 49).

## 2.2 Dinâmica veicular

A dinâmica veicular engloba o estudo do comportamento das forças produzidas, os movimentos que o veículo exerce para fins específicos. Por exemplo: a aceleração, frenagem, o andar e girar de um veículo automobilístico (GILLESPIE, 1992).

Nicolazzi, Rosa e Leal (2012), estudou as forças, energias e desacelerações envolvidas durante o processo de frenagem que afetam toda a dinâmica do veículo. A Figura 8 apresenta o diagrama esquemático das forças envolvidas no momento da frenagem.

Figura 8 – Diagrama das forças envolvidas na frenagem do veículo



Fonte: Nicolazzi, Rosa e Leal (2012, p. 101).

### 2.2.1 Forças envolvidas na frenagem

Nicolazzi, Rosa e Leal (2012), descreve o equilíbrio da força de frenagem a partir da Equação 1.

$$F_f = F_I - (Q_s - Q_r + Q_a) \quad (1)$$

Onde,

$Ff$  = Força de frenagem. [N]

$FI$  = Força de inércia. [N]

$Qs$  = Resistência ao aclone.

$Qr$  = Resistência de rolamento.

$Qa$  = Resistência aerodinâmica.

As cargas que atuam nos eixos do veículo se modificam devido as resistências ao movimento. No ato da frenagem ocorre no veículo a transferência de carga entre os eixos. Em uma situação normal, onde o veículo está em repouso, essa distribuição do peso fica em torno de 60% na dianteira e 40% na traseira. Já em uma situação de frenagem a distribuição se altera para 70% até 80% no eixo dianteiro e 30% até 20% no eixo traseiro (SILVEIRA, 2010). Para quantificar a variação da carga normal ao solo, Nicolazzi, Rosa e Leal (2012) utilizaram as seguintes equações para o equilíbrio das forças de frenagem.

$$RI\ l = a_{ii} (G \cos \alpha - Fz) - (Qa + Qs - FI)h - ML \quad (2)$$

$$RII\ l = a_i (G \cos \alpha - Fz) + (Qa + Qs - FI)h + ML \quad (3)$$

Onde,

$RI$  = Reação no eixo dianteiro. [N]

$RII$  = Reação no eixo traseiro. [N]

$l$  = Distância entre eixos. [m]

$a_{ii}$  = Desaceleração no eixo traseiro. [m/s]

$a_i$  = Desaceleração no eixo dianteiro. [m/s]



$G$  = Peso do veículo. [N]

$\alpha$  = Ângulo do aclone. [°]

$h$  = Altura do CG veículo com piloto. [m]

$F_z$  = Força de sustentação. [N]

$M_L$  = Momento devido resistência aerodinâmica e a força de sustentação. [N.m]

No desenvolvimento de um sistema de freio para um veículo *off-road* Baja, as forças aerodinâmicas e a força de sustentação são desprezíveis. Pois o veículo não ultrapassa uma velocidade máxima de 55 km/h, além de possuir um centro de gravidade baixo, uma curta distância entre eixos e por ser considerado um veículo leve (Kg). Devido a essas características, as forças quais podem ser desconsideradas e as expressões podem ser reescritas e simplificadas, conforme as Equações 4 e 5.

$$RI = (1 - x) G \cos \alpha + (F_f + Qr) \frac{h}{l} \quad (4)$$

$$RII = x G \cos \alpha - (F_f + Qr) \frac{h}{l} \quad (5)$$

Onde,

$x$  = Distribuição de carga.

Conforme o regulamento o veículo *off-road* Baja deve ser capaz de travar as quatro rodas em superfícies pavimentadas e não pavimentadas com a força de frenagem. A força mais próxima dessa situação é dada pela Equação 6:

$$F_f = \mu G \cos \alpha \quad (6)$$

Onde,

$\mu$  = Coeficiente de aderência.

A força gerada no acionamento do sistema de freio é distribuída entre os eixos dianteiro e traseiro, conforme as Equações 7 e 8.

$$F_{fI} = \mu R_I \quad (7)$$

$$F_{fII} = \mu R_{II} \quad (8)$$

A força que deverá ser aplicada pela pastilha de freio sobre a superfície dos discos nos eixos dianteiro e traseiro é dada a partir das Equações 9 e 10.

$$F_{dI} = \frac{1}{2} F_{fI} \frac{r_d}{r_{fI}} \quad (9)$$

$$F_{dII} = F_{fII} \frac{r_d}{r_{fII}} \quad (10)$$

Onde,

$F_{dI}$  = Força no disco sistema dianteiro. [N]

$F_{dII}$  = Força no disco sistema traseiro. [N]

$r_d$  = Raio dinâmico. [m]

$r_{fI}$  = Posição radial centro da pastilha sistema dianteiro. [m]

$r_{fII}$  = Posição radial centro da pastilha sistema traseiro. [m]

### 2.2.1.1 Desaceleração

Com os valores de força de frenagem é possível determinar os valores da desaceleração que o veículo sofre. Parte-se da Equação 11 reescrita.

$$Ff = FI - Qs - Qr - Qa \quad (11)$$

Onde a desaceleração da frenagem é dada pela Equação 12:

$$a = \frac{g}{(1-\delta)} \left\{ [(\mu + f) \cos \alpha + \sin \alpha] + Cx q \frac{A}{G} \right\} \quad (12)$$

Onde,

$a$  = Desaceleração do veículo. [m/s<sup>2</sup>]

$g$  = Aceleração da gravidade. [m/s<sup>2</sup>]

$\delta$  = Inércia de translação equivalente à rotação.

$f$  = Coeficiente de atrito de rolamento.

$Cx$  = Coeficiente de resistência aerodinâmica.

$q$  = Pressão dinâmica. [Pa]

$A$  = Área frontal projetada. [m<sup>2</sup>]

#### 2.2.1.2 Índice de frenagem

Segundo Nicolazzi, Rosa e Leal (2012), o máximo desempenho que uma frenagem pode proporcionar ao sistema ocorre quando a maior força de frenagem é obtida pelas quatro rodas sem que haja o seu travamento. Isso quer dizer, que ocorre

no limite do atrito estático entre o pneu e a pista. A distribuição de forças de frenagem que atuam nos dois eixos devem ser proporcionais as reações dinâmicas  $R_I$  e  $R_{II}$ .

O índice de frenagem  $\xi$  informa em porcentagem, as forças de frenagem e as reações nos dois eixos do veículo (dianteiro e traseiro). Podendo se analisar a distribuição de carga com as seguintes variáveis: coeficiente de atrito pneus e pista, coeficiente de atrito dos rolamentos e distribuição do peso do veículo (SILVEIRA, 2010).

Devido a equação da força de frenagem (Equação 6), as reações dos eixos dianteiro e traseiro podem ser reescritas como:

$$R_I = (1 - x) G \cos \alpha + (\mu G \cos \alpha + Qr) \frac{h}{l} \quad (13)$$

$$R_{II} = x G \cos \alpha - (\mu G \cos \alpha + Qr) \frac{h}{l} \quad (14)$$

Assim, define-se o índice de frenagem.

$$\xi = \frac{F_{fi}}{F_{fii}} = \frac{\mu R_I}{\mu R_{II}} = \frac{R_I}{R_{II}} = \frac{\left[ (1 - x) + (\mu + f) \frac{h}{l} \right]}{\left[ x - (\mu + f) \frac{h}{l} \right]} \quad (15)$$

Onde,

$\xi$  = Índice de frenagem.

Para veículos que se deslocam no plano e os efeitos da resistência aerodinâmica e de inércia rotativa são desprezados, a Equação 12 se reescreve.

$$a = \frac{g}{(1 - \delta)} (\mu + f) \approx g (\mu + f) \quad (16)$$

Assim, a Equação 15 se reescreve.

$$\xi \cong \frac{[(1-x)g + a\frac{h}{l}]}{[xg - a\frac{h}{l}]} \quad (17)$$

Durante o acionamento dos freios a desaceleração “a”, ou o coeficiente de atrito “μ” dos pneus com o terreno da pista variam, conseqüentemente, o índice de frenagem “ξ” se altera também. Esse índice estabelece a força tangencial aplicada pelas pastilhas nos discos de freio, nas quatro rodas. Ao se desenvolver um sistema de freio é convencionado um coeficiente de atrito. Quando sua aplicação for testada em outro sistema, o seu desempenho não atingirá o resultado esperado. Ou seja, a melhor frenagem não será alcançada em qualquer coeficiente de atrito ou desaceleração (SILVEIRA, 2010).

Segundo Nicolazzi, Rosa e Leal (2012), a orientação para acelerações de frenagem confortáveis é de aproximadamente 0,2g (g representa a aceleração da gravidade), já para frenagens de emergência, fica em torno de 0,5g. Fica a cargo dos fabricantes calibrarem os freios dos seus veículos para desempenharem a máxima frenagem possível, com conforto e estabilidade.

### 2.2.1.3 Energias envolvidas

Para um veículo *Off-road* Baja, o tipo de frenagem que o mesmo é submetido nas provas dinâmicas da competição se denomina frenagens de curta duração. Este tipo de frenagem apresenta uma dissipação de calor por convecção ao ambiente negligenciável. Deste modo todo o calor gerado, que é correspondente a variação de energia cinética do veículo, é armazenado na forma de energia térmica. Ocorrendo o aumento da temperatura do disco de freio. A concepção para este tipo de frenagem é baseada na variação da energia cinética quando o veículo é desacelerado, de uma velocidade inicial para uma velocidade final, pela execução do sistema de freios

(SILVEIRA, 2010). Sendo assim, a variação da energia cinética para a operação de frenagem é dada pela Equação:

$$E = \frac{1}{2} m (1 + \delta)(Vi^2 - Vf^2) = \frac{1}{2} \frac{G}{g} (1 + \delta) (Vi^2 - Vf^2) \quad (18)$$

Onde,

$E$  = Energia cinética. [J]

$m$  = Massa do veículo. [Kg]

$\delta$  = Inércia de translação equivalente à rotação.

$Vi$  = Velocidade no início da frenagem. [m/s]

$Vf$  = Velocidade após frenagem. [m/s]

Se a frenagem imobilizar o veículo a energia cinética (Equação 18) pode ser reescrita.

$$E = \frac{1}{2} \frac{G}{g} (1 + \delta) Vi^2 \quad (19)$$

O calor absorvido por um corpo sólido sofre uma variação de temperatura, a Equação 20 informa a capacidade térmica do mesmo.

$$Q(freio) = c m \Delta T \quad (20)$$

Onde,

$Q(freio)$  = Capacidade térmica. [J]

$c$  = Calor específico. [J/Kg°C]

$\Delta T$  = Variação de temperatura. [°C]

No sistema de freio o corpo que armazena a energia térmica é o componente disco. O calor não se armazena de maneira uniforme ao longo da espessura do disco, ocasionando gradientes térmicos elevados. Consequentemente tensões térmicas consideradas. O modelo matemático que se enquadra nesta situação é obtido igualando as Equações 19 e 20.

$$\frac{1}{2} \frac{G}{g} (1 + \delta) Vi^2 = c m \Delta T \quad (21)$$

Para determinação da massa do rotor (disco) com uma variação de temperatura, se utiliza as equações abaixo para determinar o peso de um freio do disco dianteiro e traseiro respectivamente.

$$Gfi = \frac{\xi}{(1 + \xi)} \frac{G}{4 c \Delta T} (1 + \delta) (Vi^2 - Vf^2) \quad (22)$$

$$Gfii = \frac{\xi}{(1 + \xi)} \frac{G}{4 c \Delta T} (1 + \delta) (Vi^2 - Vf^2) \quad (23)$$

$$Gfi = m1 \times g \quad (24)$$

$$Gfii = m2 \times g \quad (25)$$

Onde,

$Gfi$  = Peso do freio dianteiro. [N]

$Gfii$  = Peso do freio traseiro. [N]

Na definição do aumento da temperatura do sistema de freios para a variação da velocidade do veículo, se utiliza as Equações 26 e 27 para o eixo dianteiro e traseiro respectivamente.

$$\Delta T_i = \frac{\xi G}{2(1+\xi)Gf_i^c} (1 + \delta) (Vi^2 - Vf^2) \quad (26)$$

$$\Delta T_{ii} = \frac{\xi G}{2(1+\xi)Gf_{ii}^c} (1 + \delta) (Vi^2 - Vf^2) \quad (27)$$

Onde,

$\Delta T_i$  = Variação de temperatura eixo dianteiro. [°C]

$\Delta T_{ii}$  = Variação de temperatura eixo traseiro. [°C]

Segundo Nicolazzi, Rosa e Leal (2012), os freios a disco absorvem 99% do calor gerado na frenagem enquanto as guarnições (acessórios) o restante 1%. Assim as equações para determinar o peso dos discos e a variação da temperatura dos freios podem ser reescritas.

$$Gf_i = \sigma \frac{\xi G}{4 c \Delta T(1+\xi)} (1 + \delta) (Vi^2 - Vf^2) \quad (28)$$

$$Gf_{ii} = \sigma \frac{G}{4 c \Delta T(1+\xi)} (1 + \delta) (Vi^2 - Vf^2) \quad (29)$$

$$\Delta T_i = \sigma \frac{\xi G}{2(1+\xi)Gf_i^c} (1 + \delta) (Vi^2 - Vf^2) \quad (30)$$

$$\Delta T_{ii} = \sigma \frac{G}{2(1+\xi)Gf_{ii}^c} (1 + \delta) (Vi^2 - Vf^2) \quad (31)$$



#### 2.2.1.4 Pressões envolvidas no sistema

Segundo Brunetti (2008), o fluido é uma substância que não possui uma forma própria, ele adquire o formato do recipiente ou sistema que está armazenado. Com a Equação 32, se obtém a pressão do sistema a partir da força de acionamento no pedal de freio e a partir da Equação 33 a pressão necessária na pinça de freio. Responsável entre o contato da pastilha com o disco de freio.

$$Phid.c = \frac{Fac.}{Acil.} \quad (32)$$

$$Phid.p = \frac{Fd.}{A \mu_{past.}} \quad (33)$$

Onde,

$Phid.c$  = Pressão hidráulica no cilindro. [Mpa]

$Fac.$  = Força de acionamento no pedal. [N]

$Acil.$  = Área do cilindro mestre. [mm<sup>2</sup>]

$Phid.p$  = Pressão hidráulica na pinça. [Mpa]

$Fd$  = Força no disco. [N]

$\mu_{past}$  = Coeficiente de atrito da pastilha.

$Ap$  = Área da pinça. [mm<sup>2</sup>]

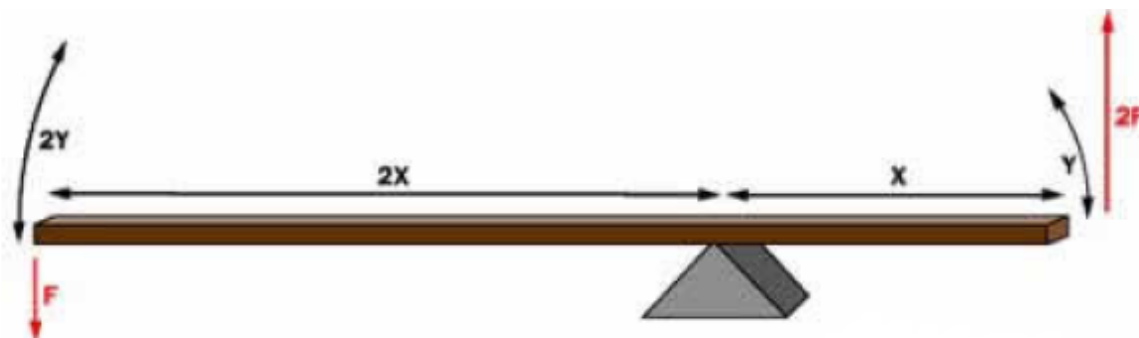
## 2.3 Componentes do sistema de freio

Será descrito os componentes bem como seus respectivos funcionamentos de um sistema de freio com acionamento hidráulico e geometria do rotor em disco.

### 2.3.1 Pedal de freio

Conforme Zamgarini (2006), o pedal de freio é o primeiro componente do sistema a ser acionado, tendo contato direto com o condutor do veículo. Consiste em uma haste pivotada que transmite e amplifica a força que o condutor do veículo realiza até o cilindro mestre. Utiliza o princípio dos momentos, no qual a haste realiza o trabalho como uma alavanca, a Figura 9 representa o seu funcionamento.

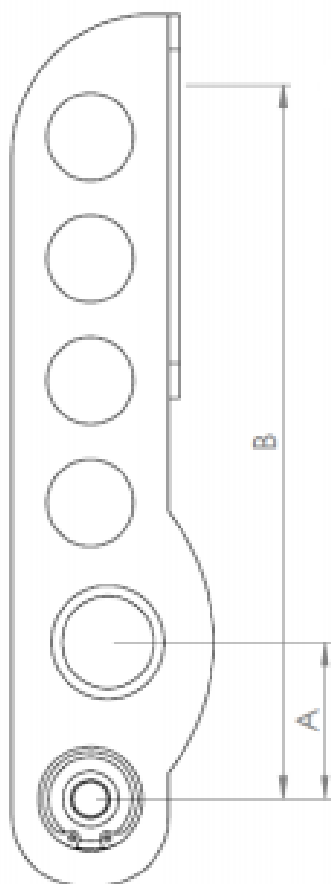
Figura 9 – Princípio dos momentos



Fonte: Zamgarini (2006, p. 51).

Segundo Limpert (1999), a força máxima aplicada no acionamento do pedal de freio não pode ultrapassar os 445N para a população feminina e 823N para a masculina. Sendo projetado de tal forma que esteja em um ângulo de  $90^\circ$  em relação ao cilindro mestre, para que a maior força seja aplicada. Com no máximo um curso de 150mm. Na Figura 10 pode observar a metodologia para se obter a razão de pedal (C). Esta varia de 4,0 até 6,5.

Figura 10 – Pedal de freio



$$C = B/A$$

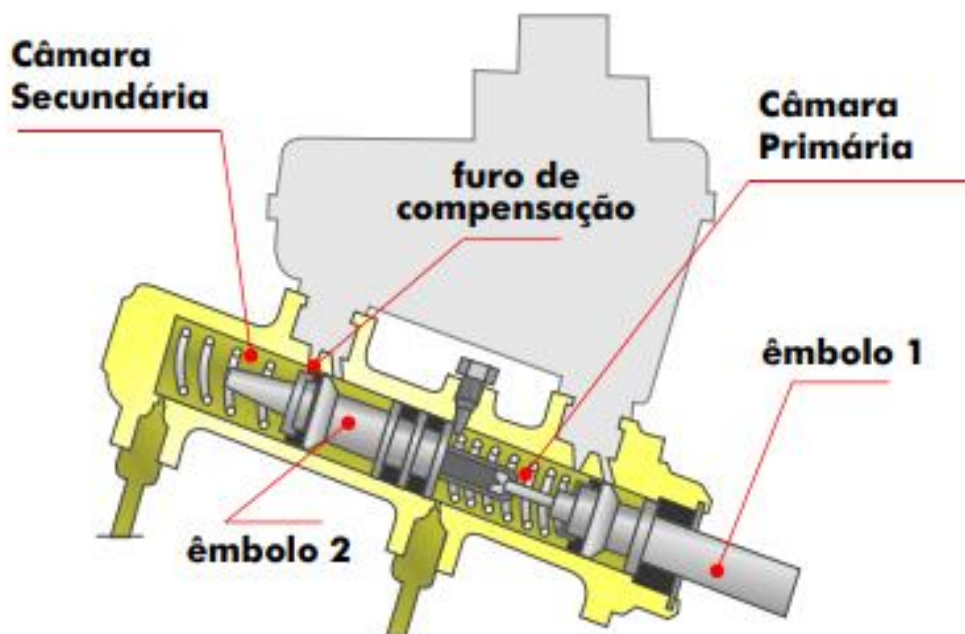
Fonte: Zamgarini (2006, p. 51).

### 2.3.2 Cilindro mestre

Conforme Zamgarini (2006), o sistema de freio quando em repouso possui sua pressão interna aproximadamente a pressão atmosférica. A função do cilindro mestre é gerar e conservar a pressão hidráulica em todo o sistema, transmitindo-a para acionar as pastilhas contra o disco de freio. Assim é realizado a frenagem nas quatro rodas. O cilindro mestre duplo é a união de dois cilindros mestres simples, onde uma câmara aciona o eixo dianteiro e a outra o eixo traseiro. As duas câmaras estão interligadas ao reservatório de fluido, onde ambas possuem um furo de alimentação e de compensação. Entre os êmbolos existe uma mola com uma carga pré-aplicada. Quando acionado o pedal de freio, o êmbolo primário é empurrado e ao mesmo tempo

a mola e a pressão hidráulica impulsionam o êmbolo secundário, fazendo com que haja pressão simultânea para ambos os circuitos. A Figura 11 abaixo proporciona a visualização de um cilindro mestre duplo internamente.

Figura 11 – Cilindro mestre duplo



Fonte: Zamgarini (2006, p. 51).

### 2.3.3 Tubulações rígidas e flexíveis

Para Stewart (2012), a função das tubulações em um sistema hidráulico é atuar como um condutor à prova de vazamentos. Além de realizar a transmissão da pressão hidráulica entre o cilindro mestre e as pinças. As linhas geralmente são compostas por tubulações rígidas e flexíveis.

As tubulações rígidas são dutos com diâmetros menores, geralmente fabricados em aço ou cobre. A sua utilização é necessária em locais que não haja movimentação da tubulação e sistemas sob alta pressão. As mesmas apresentam uma menor expansão, diminuindo a perda de carga do sistema. Já as tubulações flexíveis são utilizadas em pontos onde existe movimentação, geralmente entre as rodas e a suspensão do veículo. São fabricadas em borracha e reforçadas com fibra

de nylon internamente (SANTOS, 2014). A Figura 12 ilustra a diferença entre uma tubulação rígida e uma flexível.

Figura 12 – Tubulação rígida x tubulação flexível



Fonte: Santos (2014, p. 26).

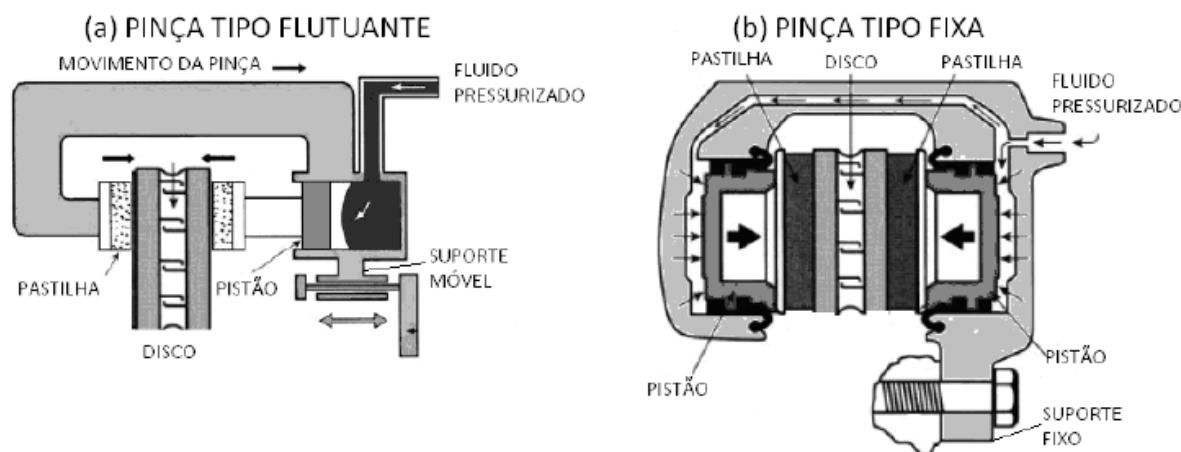
#### 2.3.4 Disco de freio

Os discos de freio geralmente são fabricados em ferro fundido cinzento, aço carbono e/ou aço inoxidável. O seu efeito centrífugo favorece a limpeza dos mesmos em relação a contaminação por impurezas, como óleos, água e lama. Possuem canais na sua geometria que causam a diminuição da sua massa de inércia, além de melhorar a dissipação de calor gerado durante a frenagem do veículo através da irradiação, convecção e condução térmica. A sua fixação pode ocorrer das seguintes maneiras: fixado ao cubo da roda, mais comum entre os automóveis, ou o disco ser do tipo flutuante. Sendo fixado ao cubo da roda de maneira semelhante ao disco fixo, porém possui uma estrutura bipartida que permite a sua flutuação lateral (SANTOS 2014).

### 2.3.5 Pinça de freio

Santos (2014), afirma que existem dois modelos básicos de pinça, também chamados de cáliper. A flutuante, mais utilizada nos automóveis e a fixa instalada em carros de competição e motocicletas de maior potência. No momento em que o condutor do veículo aciona o pedal, o cilindro mestre pressuriza as linhas de freio e esta pressão é transmitida para a pinça. O seu pistão desloca-se, empurrando a pastilha contra a face do disco, causando o atrito responsável pela frenagem do veículo. A função do componente é transformar a pressão hidráulica em força mecânica. A pinça flutuante é instalada em um suporte móvel e ao ser acionada a estrutura da pinça é deslocada em sentido oposto ao movimento do pistão, trazendo junto a ela a outra pastilha, que se encontra do lado oposto do disco. Esse modelo de pinça apresenta o deslocamento axial em relação ao disco. Possui como uma vantagem a capacidade de compensar pequenos empenos no rotor (disco) sem salientar vibrações ao sistema. Mas uma desvantagem está no suporte para a sua fixação, o mesmo deve ser extremamente rígido. Já a pinça fixa utiliza pistões opostos, estando um a cada lado da pinça. Os pistões de cada lado têm a função de pressionar somente uma das pastilhas contra o disco. Uma das desvantagens do sistema com pinça fixa é a transmissão de apenas metade da força ao disco, comparado as pinças flutuantes. Porém possui como vantagem uma melhor frenagem, devido a pressão ser igual em ambos os lados da pinça e pela sua capacidade de dissipação de calor. A Figura 13, demonstra os componentes dos dois tipos de pinça: (a) pinça do tipo flutuante e (b) pinça do tipo fixa.

Figura 13 – Pinça flutuante x Pinça fixa



Fonte: Santos (2014, p. 13).

### 2.3.6 Pastilha de freio

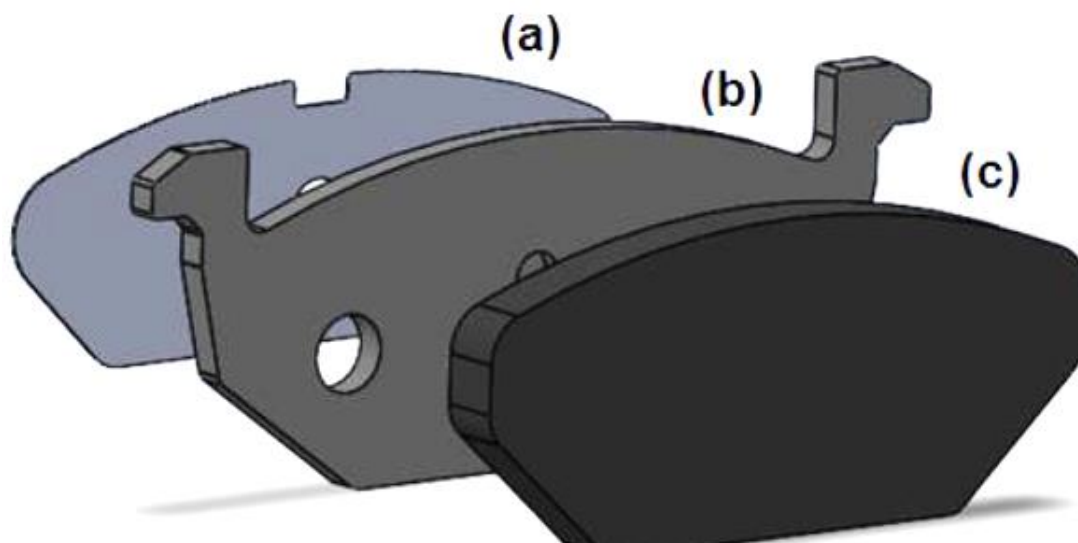
A pastilha de freio é composta pelos seguintes componentes: uma plaqueta, uma massa de atrito e pelo antirruído, também conhecido como shim. Em algumas aplicações pode possuir também uma mola, sensores de desgaste e/ou alarmes. A plaqueta é responsável pelo suporte da massa, incumbida de realizar o atrito com o disco no momento da frenagem. Já o antirruído diminui a transmissão da força de vibração entre a pinça e a pastilha de freio, além de atuar como uma barreira térmica. Por ser composto de ferro e borracha apresenta essas características (BARBOSA, 2017). A Figura 14, expõe uma vista explodida de uma pastilha de freio tradicional: (a) antirruído (shim), (b) plaqueta e (c) massa de atrito.

Segundo Santos (2014), as pastilhas de freio devem possuir os requisitos básicos citados abaixo:

- Seu material deve ser resistente ao desgaste;
- Deve resistir às cargas térmicas sem prender ao disco de freio;
- Suportar as cargas mecânicas sem ocorrer fissuras na massa;
- Devem operar com um coeficiente de atrito uniforme e de valor elevado.

Na literatura se utiliza  $\mu = 0,45$  para o coeficiente de atrito pastilha/disco.

Figura 14 – Pastilha de freio



Fonte: Barbosa (2017, p. 35).

### 2.3.7 Pneus

Segundo Nicolazzi, Rosa e Leal (2012), características como alta capacidade de carga, estabilidade, máxima aderência em diferentes tipos de terreno, conforto e durabilidade são condições importantes para um excelente desempenho dos pneus. O mesmo é constituído pelos elementos, carcaça que forma a estrutura da sustentação do pneu e a banda de rodagem, que atua com o solo. Neste contato ocorre a perda de energia do sistema, sendo a escolha do terreno no início do desenvolvimento do sistema de freio um parâmetro de projeto com grande importância. Quanto maior for o coeficiente de atrito entre pneus e pista maior será a eficiência da frenagem em uma menor distância, porém o desenvolvimento do projeto deve ser fiel a aplicação do protótipo. O veículo *off-road* Baja possui como característica a sua utilização em terrenos denominados “fora de estrada”. Para o desenvolvimento do seu sistema de freio o terreno utilizado e seus fatores de projeto, coeficiente de atrito entre pneus e pista e o coeficiente de atrito de rolamento, será o denominado terra solta. As Tabelas 1 e 2 demonstram os valores para o coeficiente de atrito pneu/pista ( $\mu = 0,45$ ) e de rolamento ( $f = 0,085$ ).



Tabela 1 – Coeficientes de aderência ou atrito estático

Superfície	Pneu de Borracha
Asfalto seco	0,90
Asfalto molhado	0,45
Terra firme seca	0,55
Terra solta seca	0,45
Terra firme úmida	0,45
Areia seca	0,20
Areia úmida	0,40

Fonte: Silveira (2010, p. 36).

Tabela 2 – Coeficientes de atrito de rolamento

Tipo de piso	Valor de "f "
Asfalto liso	0, 010
Asfalto rugoso	0, 011
Cimento rugoso	0, 014
Paralelepípedo	0, 020
Pedras irregulares	0, 032
Pedra britada compacta	0, 045
Pedra britada solta	0, 080
Terra batida	0, 060
Terra solta	0, 085
Areia solta	0, 100 a 0, 300
Gramma	0.045 a 0.100
Barro	0, 100 a 0, 400
Neve profunda	0, 075 a 0, 300

Fonte: Silveira (2010, p. 36).

Conforme Nicolazzi, Rosa e Leal (2012), o raio dinâmico do pneu deve ser conhecido, em função do diâmetro da roda variar conforme a velocidade do veículo. Isso ocorre pelo efeito da força centrífuga estar atuando no pneu e a elasticidade do seu material.

$$re = 0,47 \times D \quad (34)$$

$$rd = 1,02 \times re \quad (35)$$

Onde,

$re$  = Raio estático. [m]

$r_d$  = Raio dinâmico. [m]

$D$  = Diâmetro externo do pneu. [m]

## **2.4 Desempenho do sistema de freio**

Conforme Bosch (2005), para se desenvolver um sistema de freio, o seu projeto necessita preencher os seguintes requisitos essenciais para obter uma frenagem eficiente:

- Atuação uniforme;
- Insensibilidade à sujeira e corrosão;
- Alta confiabilidade;
- Estabilidade;
- Resistência ao desgaste;
- Simples manutenção.

Grande parte do processo de desenvolvimento do sistema de freio é baseado em suposições, devido a isso a realização de testes e simulações é necessário para sua aprovação.

### **2.4.1 Teste de frenagem**

Chollet (2002), relata que existem dois métodos para medir de forma prática a eficácia do sistema de freio: a medida da distância de parada e a medida da desaceleração. Ambos os casos dependem além do próprio sistema de freio, do estado dos pneus do veículo e da natureza da pista de rodagem adequada ao desenvolvimento do mesmo para que se alcance um resultado satisfatório.

O teste da distância de parada obtém a maior distância percorrida pelo veículo a partir do acionamento do pedal de freio até o momento que para de movimentar-se. Ele requer a escolha de um ponto de referência podendo ser uma estaca, poste ou até uma árvore. Quando o veículo em uma velocidade considerável atingir essa marcação, o sistema de frenagem deve-se ser acionado de forma constante, para que os freios possam realizar a sua parada total. A distância entre a frente do veículo e o ponto de referência é a medida considerada da parada do teste. Com a Equação 34 pode se obter a velocidade inicial do teste conforme a distância encontrada.

$$Vi = \frac{e}{t} \quad (36)$$

Onde,

$Vi$  = Velocidade no início da frenagem. [m/s]

$e$  = Distância de parada. [m]

$t$  = Tempo de frenagem. [s]

O teste da desaceleração obtém a perda de velocidade que se efetua durante cada segundo de frenagem. Durante essa ação a diminuição da velocidade não é regular, sendo mais fraca no início e mais intensa no final. Porém o resultado da Equação 35 dá a diminuição média do sistema, sendo suficiente para o controle dos freios (CHOLLET,2002).

$$a = \frac{Vi}{3,6 \times t} \quad (37)$$

Onde,

$a$  = Desaceleração do veículo. [m/s<sup>2</sup>]

$Vi$  = Velocidade no início da frenagem. [m/s]

$t$  = Tempo de frenagem. [s]

### 2.4.2 Teste de temperatura

Conforme Iombriller (2002), quando ocorre a frenagem do veículo toda a energia cinética envolvida nesta ação se transforma em energia térmica através do atrito pastilha e disco. A distribuição desta energia no sistema de freio ocorre conforme a condição que o freio é acionado.

- Em frenagens de emergência: o sistema de freio é acionado de forma total e rápida. A geração de energia térmica neste caso é elevada.

- Em frenagens repetidas: o sistema de freio é acionado em intervalos repetidos sem que ocorra a frenagem total do veículo. A geração de energia térmica neste caso é estável.

O instrumento de medição que mede a temperatura conhecido por termógrafo, utiliza a radiação eletromagnética para captação da informação solicitada. Instrumento que não necessita do contato físico com o objeto em análise, geralmente utilizados para captação da temperatura em locais críticos de um sistema ou objeto. Todo corpo com uma temperatura superior a 0K (Kelvin) emite radiação eletromagnética, na qual a sua intensidade depende do seu material, temperatura e o comprimento da sua onda.

Segundo Bergman (2016), a emissividade dos materiais é definida como a razão entre a radiação emitida pela superfície de um determinado material e a radiação de um corpo negro à mesma temperatura. O corpo negro é considerado uma superfície ideal que será comparada com as superfícies reais analisadas, essas superfícies que não são um verdadeiro corpo negro possuem emissividade  $0 < \varepsilon \leq 1$ . Para determinar a emissividade de um material, deve-se observar e analisar se o sólido é um condutor ou não e qual a natureza do seu revestimento. A emissividade de superfícies metálicas pode atingir valores da ordem de 0,02, devido ao seu acabamento/polimento, porém para os metais recebidos sem polimento a ordem é de 0,10 a 0,40.

## 2.5 Planejamento de produtos e/ou sistemas

O planejamento de um produto e/ou sistemas produtivos requerem a utilização de ferramentas que auxiliem os projetistas a desenvolverem seus projetos: sem restrições que afetem a qualidade, requisitos de funcionamento atendidos e principalmente que os interesses e as necessidades dos clientes estejam em conformidade. O *Benchmarking* e a matriz de decisão são exemplos de ferramentas utilizadas.

### 2.5.1 Benchmarking

Gomes (2001), argumenta que o *Benchmarking* é um processo de aprendizado com o intuito de identificar as melhores práticas do mercado e estratégias bem-sucedidas. Auxiliando a descoberta de novas formas de desenvolver um produto ou oferecer ao cliente um serviço. É uma ferramenta utilizada pelas organizações com a finalidade de compreender processos e atividades já existentes no mercado. Essa ferramenta é muito utilizada por empresas concorrentes, ou modelos, para identificar possíveis referências e padrões para cada segmento. Esta ferramenta utiliza como uma das formas de coleta dos dados, a aplicação de um questionário. Possuindo como vantagem e desvantagem os seguintes itens conforme a Tabela 3 (LAKATOS; MARCONI, 2010).

Tabela 3 – Coleta de dados por questionário

VANTAGEM	DESvantagem
Atinge maior número de pessoas simultaneamente	Porcentagem pequena dos questionários que voltam
Abrange uma área geográfica mais ampla	A devolução tardia dificulta o calendário do trabalho
Obtém respostas mais rápidas e mais precisas	Impossibilidade de ajudar em questões não compreendidas
Maior segurança devido as respostas não serem identificadas	Exige um universo mais homogêneo

Fonte: Da autora (2019).

### **2.5.2 Matriz de decisão**

A ferramenta de apoio denominada matriz de decisão permite realizar uma análise de todos os requisitos que englobam um projeto, produto ou um comportamento. Avaliando os mesmos através de notas, conforme a sua importância para determinação de uma tomada de decisão. Para se desenvolver uma matriz os itens abaixo devem ser observados (GOMES 2001):

- Listar os requisitos que vão fundamentar a decisão;
- Listar as alternativas;
- Construir uma tabela que coincidam esses dados.

### **3 MATERIAIS E MÉTODOS**

Neste capítulo, apresenta-se a metodologia para o desenvolvimento do presente trabalho, pretendendo-se abordar os principais assuntos que compõem o estudo. Com ênfase na metodologia de projeto para um sistema de freio destinado a veículos *off-road* Baja SAE.

#### **3.1 Tipo de pesquisa**

Para Prodanov e Freitas (2013), o método hipotético-dedutivo, inicia pela descrição de um problema, passa para a fase de observação do mesmo e após esta análise inicia a formulação de hipóteses, realizadas por meio de testes.

#### **3.2 Modo de abordagem**

Para Gil (2008), o processo para pesquisas quantitativas é formal, sistemático e objetivo, apresentado conclusões e informações com dados numéricos. Recorrem a métodos matemáticos para demonstração dos resultados. Já a pesquisa qualitativa tem relação direta entre o real e o sujeito tendo vínculo a qualidade do assunto abordado e não em dados numéricos (PRODANOV; FREITAS, 2013).

### 3.3 Técnica de pesquisa

Segundo Gil (2008), uma pesquisa bibliográfica é elaborada com base em artigos e livros já disponíveis, dessa forma a metodologia agrega valor e qualidade a pesquisa, atributos verdadeiros.

O estudo de caso é um tipo de pesquisa qualitativa e/ou quantitativa que possui como objetivo o estudo de um determinado indivíduo, sistema, uma família, um grupo ou uma comunidade de forma aprofundada (PRODANOV; FREITAS, 2013).

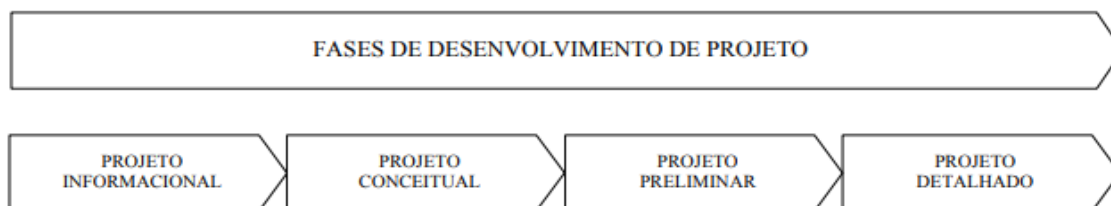
Conforme Gil (2008), as pesquisas exploratórias consistem no aperfeiçoamento de ideias utilizando três princípios: levantamento bibliográfico, entrevistas com pessoas que tiveram experiências práticas no assunto e análise de exemplos.

### 3.4 Metodologia de projeto

O planejamento de produtos e/ou serviços tem origem através da necessidade de as organizações atuarem em mercados competitivos, que necessitam de inovações contínuas e rápidas. O desenvolvimento de novos produtos, sistemas ou até mesmo suas adaptações acontecem de forma constante nos mais variados setores. Por se tratar de uma atividade muitas vezes complexa, desenvolveram-se metodologias que guiam os projetistas durante esse processo. O objetivo deste trabalho é a aplicação de uma metodologia de projeto para o desenvolvimento de um sistema de freio para um veículo *off-road* Baja. Escolheu-se a metodologia proposta por Romano (2003), a Figura 15 expõem a estrutura metodológica que delimita as etapas necessárias para o desenvolvimento de um determinado produto.



Figura 15 – Metodologia de projeto



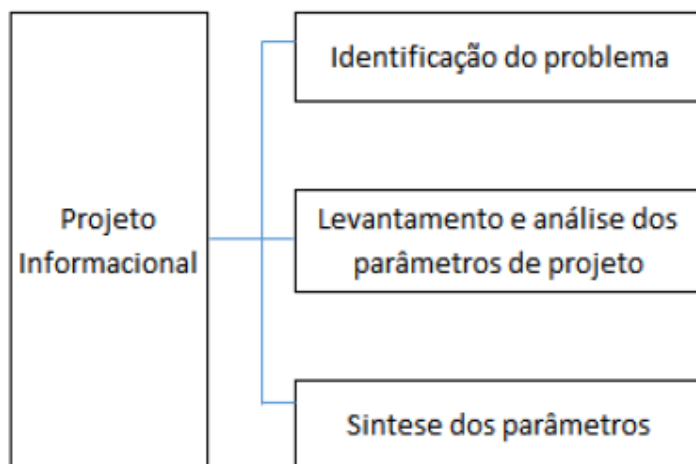
Fonte: Romano (2003, p. 82).

### 3.4.1 Projeto informacional

A primeira fase, projeto informacional, estabelece as especificações de projeto. Inicialmente uma pesquisa de informações sobre o tema deve ser realizada, com o intuito de identificar as necessidades dos usuários do produto e/ou serviços e estabelecer os seus requisitos (ROMANO, 2003).

Os requisitos informados pela equipe Baja Univates Team deverão ser convertidos em características técnicas do sistema. É importante nesta fase realizar um estudo detalhado das informações obtidas, realizando uma síntese de todos os requisitos solicitados. Na Figura 16 são exemplificadas as etapas do projeto informacional que devem ser desenvolvidas para que o projeto prossiga para a próxima fase, projeto conceitual.

Figura 16 – Método utilizado no trabalho



Fonte: Da autora (2019).

### **3.4.1.1 Identificação do problema**

Segundo Budynas e Nisbett (2011), a identificação do problema geralmente é o ponto inicial do processo de desenvolvimento de um projeto. Surge a partir de uma sensação de descontentamento ou circunstâncias aleatórias que causam deficiência na qualidade do produto ou processo.

Atualmente a equipe Baja Univates Team não dispõe de um sistema de freio para o veículo *off-road* Baja desenvolvido utilizando uma metodologia de projeto. Além de não apresentar informações documentadas sobre o já existente. Por se tratar de um veículo para fins de competição, o subsistema de freio é de suma importância, por isso ele é considerado um item de segurança. O regulamento interno da competição Baja SAE delimita o sistema de freio. As características abaixo são obrigatórias para um veículo *off-road* Baja:

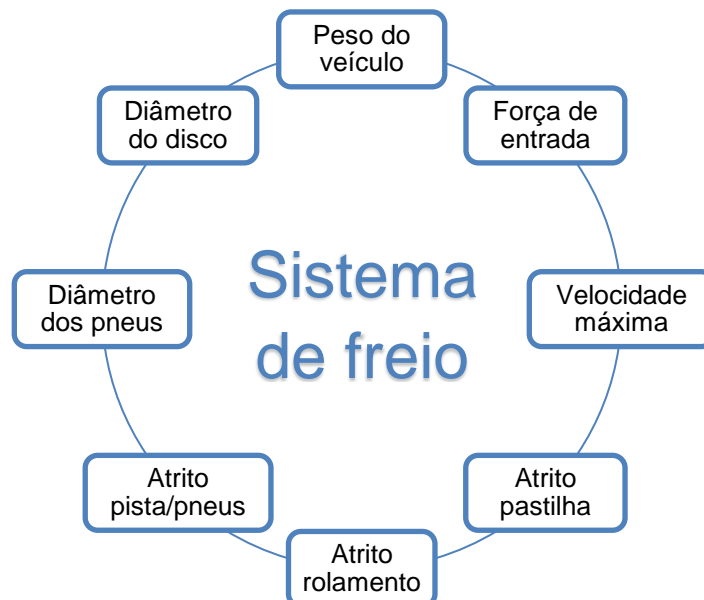
- Sistema hidráulico.
- Acionamento do sistema apenas com um pé.
- Circuitos hidráulicos independentes (dianteiro e traseiro).
- Travamento deve ocorrer nas quatro rodas.
- O sistema deve ser desenvolvido para atuar em superfícies pavimentadas e não pavimentadas.

### **3.4.1.2 Levantamento e análise dos parâmetros do projeto**

Identificado o problema a ser resolvido, busca-se então analisar as informações e identificar os principais parâmetros para o desenvolvimento do sistema de freio. Os requisitos como as quantidades de entrada e saída, características que o sistema deve possuir, dimensões do espaço que o objeto deve ocupar, além de limitações encontradas para desenvolvimento do projeto. Alguns requisitos são apresentados na

Figura 17, sendo um deles, senão o mais importante, o valor da força de entrada. Que seria, na presente situação, a força exercida pelo condutor do veículo.

Figura 17 – Parâmetros para o sistema de freio



Fonte: Da autora (2019).

### 3.4.1.3 Síntese dos parâmetros

Os parâmetros citados na etapa anterior estão reunidos na Tabela 4. Os mesmos serão utilizados como base para a realização do desenvolvimento do sistema de freio para um veículo *off-road* Baja.

Tabela 4 – Síntese dos parâmetros para o sistema de freio

PARÂMETROS	MAGNITUDE	UNIDADE
Peso do veículo	220	Kg
Força de entrada Homem	823	N
Força de entrada Mulher	445	N
Velocidade máxima	50	Km/h
Atrito pista/pneus	0,45	
Atrito pastilha	0,45	
Atrito rolamento	0,085	
Diâmetro disco	200	mm
Diâmetro pneus	555	mm

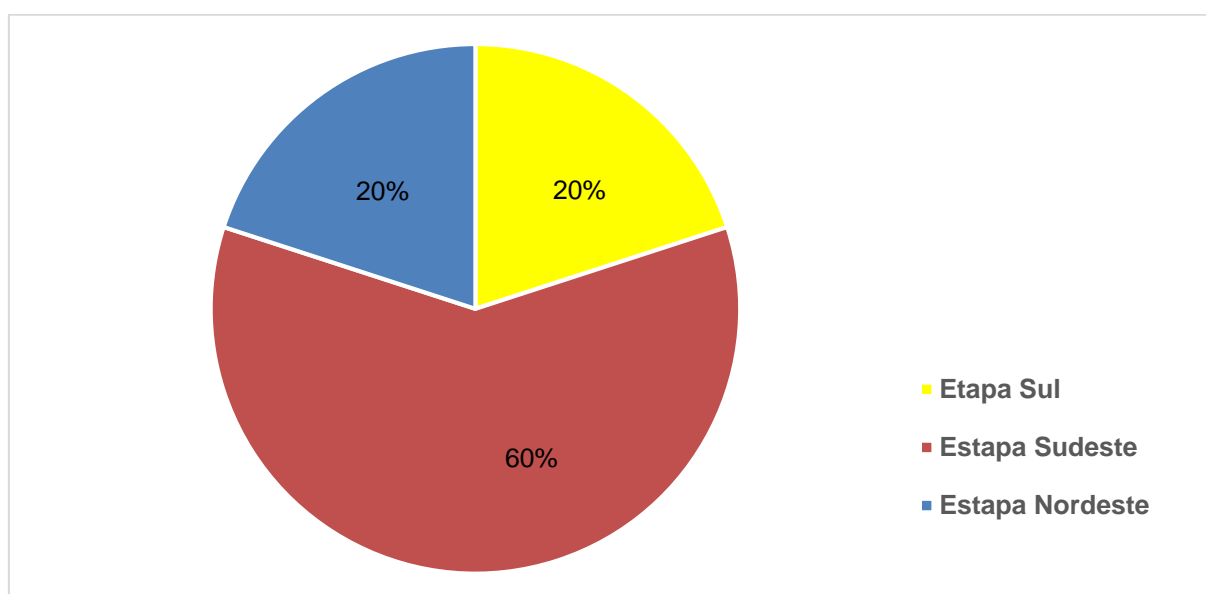
Fonte: Da autora (2019).

### 3.4.2 Projeto conceitual

O propósito do projeto conceitual é desenvolver a concepção de projeto, construir a estrutura funcional do produto (ROMANO, 2003). Nesta etapa são elaboradas diferentes soluções propostas para a situação que está sendo analisada, e então os que possuem algum potencial são otimizados para determinar o melhor desempenho. Um método de decisão que pode ser utilizado para determinar e comparar diferentes conceitos competitivos no atual mercado para o planejamento do sistema é a ferramenta de gestão *Benchmarking*.

Para o desenvolvimento do sistema de freio de um veículo *off-road* Baja foi efetuado um *Benchmarking* com 20 equipes universitárias do Brasil. Todas as equipes entrevistadas possuem um sistema de freio dimensionado, já que são equipes atuantes nas competições Baja SAE regionais e nacional. A coleta de dados ocorreu por meio de um questionário, descrito no Apêndice A, encaminhado aos alunos supervisores do subsistema de freio das equipes participantes. O Gráfico 1 apresenta o cenário que a coleta de dados atingiu, abrangendo todas as regiões presentes no projeto Baja SAE: 12 equipes da etapa sudeste da competição, 4 da etapa nordeste e 4 da etapa sul.

Gráfico 1 – Participação da coleta de dados por etapa da competição Baja SAE



Fonte: Da autora (2019).

Para uma melhor interpretação dos dados obtidos no questionário, foram desenvolvidas tabelas. Na Tabela 5 pode se observar as respostas de cada pergunta de forma individual, sendo capaz de observar um possível padrão no desenvolvimento de um sistema de freio para um veículo *Off-road* Baja.

Tabela 5 – Organização dos dados coletados pelo questionário

Equipe	Pergunta 1			Pergunta 2		Pergunta 3		Pergunta 4		Pergunta 5	
	Opção 1	Opção 2	Opção 3	Opção 1	Opção 2	Opção 1	Opção 2	Opção 1	Opção 2	Opção 1	Opção 2
1	✓				✓	✓			✓		✓
2		✓			✓		✓	✓			✓
3	✓				✓		✓	✓			✓
4		✓		✓		✓		✓			✓
5			✓		✓	✓		✓			✓
6			✓		✓		✓		✓	✓	
7		✓			✓		✓		✓		✓
8		✓			✓		✓	✓		✓	
9	✓			✓			✓	✓		✓	
10			✓		✓	✓		✓			✓
11		✓			✓	✓			✓		✓
12		✓		✓		✓		✓			✓
13		✓			✓		✓		✓		✓
14		✓			✓	✓		✓			✓
15			✓		✓		✓	✓		✓	
16		✓		✓		✓		✓			✓
17		✓		✓			✓	✓			✓
18	✓				✓		✓	✓			✓
19		✓			✓		✓	✓			✓
20		✓			✓		✓	✓		✓	
<b>Resultado</b>	<b>4</b>	<b>12</b>	<b>4</b>	<b>5</b>	<b>15</b>	<b>8</b>	<b>12</b>	<b>15</b>	<b>5</b>	<b>5</b>	<b>15</b>

Fonte: Da autora (2019).

Na Tabela 6, as quatro perguntas referentes aos componentes utilizados pelas equipes em um sistema de freio para veículo do tipo Baja SAE participantes do *Benchmarking* foram computadas em percentual. A partir dessa observação foram elaborados dois conceitos de projeto com poucas variações entre si, expostos na Tabela 7.

Tabela 6 – Apresentação percentual da coleta de dados

<b>Cilindro Mestre</b>	
Dois cilindros simples	25%
Um cilindro duplo	75%
<b>Disco de freio traseiro</b>	
Um disco	40%
Dois discos	60%
<b>Pinça de freio</b>	
Pinça flutuante	75%
Pinça fixa	25%
<b>Instalação disco traseiro</b>	
Manga de eixo	25%
Eixo de transmissão	75%

Fonte: Da autora (2019).

Tabela 7 – Conceitos da estrutura funcional do produto

<b>Conceito 1</b>	<b>Conceito 2</b>
<ul style="list-style-type: none"> <li>▪ Um cilindro mestre duplo</li> <li>▪ Dois discos traseiro</li> <li>▪ Pinça flutuante</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>▪ Um cilindro mestre duplo</li> <li>▪ Um disco traseiro</li> <li>▪ Pinça fixa</li> </ul>
<ul style="list-style-type: none"> <li>▪ Instalação do disco traseiro no eixo de transmissão</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>▪ Instalação do disco traseiro no eixo de transmissão</li> </ul>

Fonte: Da autora (2019).

Os dois conceitos elaborados são apenas uma ideia inicial, podendo ser modificados conforme o andamento do projeto. Para comparar diferentes soluções utiliza-se um método de tomada de decisões, denominado matriz de decisão (PEDROSO, 2015). Na tabela 8 está exposto os principais requisitos avaliados para cada conceito, sendo eles: segurança, fácil manutenção, custo, peso extra e disponibilidade de itens comerciais. Para cada item foi concedida uma nota entre 1 e 5 (sendo 1 – não atende o requisito e 5 – atende de forma satisfatória), avaliando-se qual apresentou o maior resultado.

Tabela 8 – Matriz de decisão

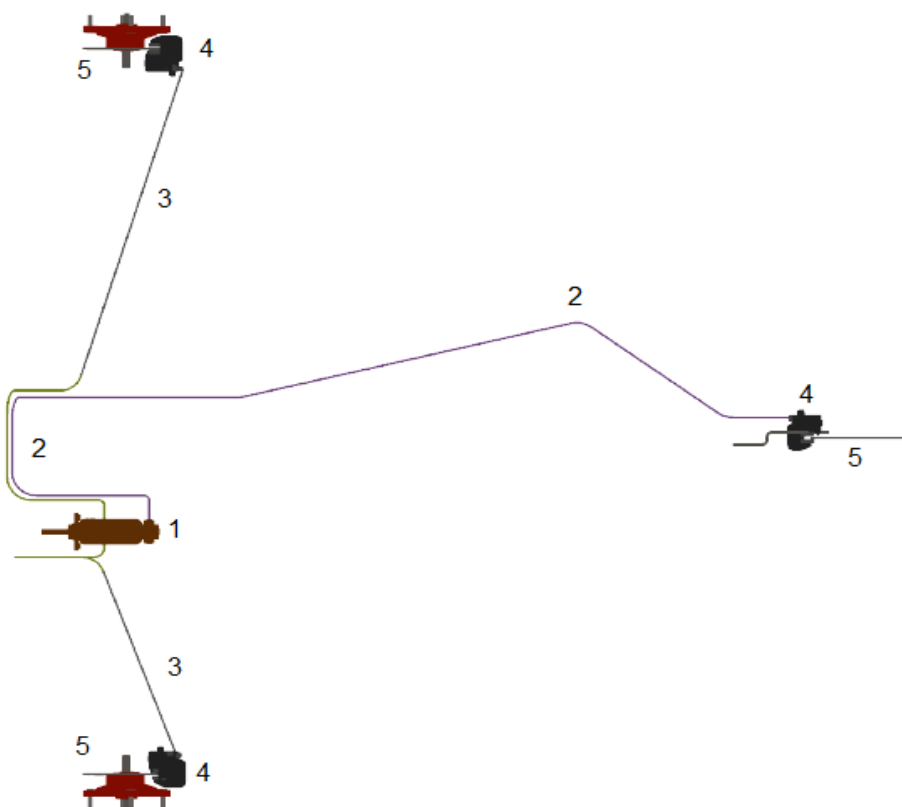
<b>Requisitos</b>	<b>Conceito 1</b>	<b>Conceito 2</b>
Segurança	5	5
Fácil manutenção	3	4
Custo	3	4
Peso extra	2	4
Peças comerciais	5	5
<b>TOTAL</b>	<b>18</b>	<b>22</b>

Fonte: Da autora (2019).

Com base nos resultados apresentados na Tabela 8, escolheu-se o conceito 2 para ser utilizado no desenvolvimento do sistema de freio. Uma vez que, apresenta

um menor custo, peso e fácil manutenção por possuir apenas um disco de freio traseiro e pinças fixas. A Figura 18 está representando o conceito escolhido. Legenda: 1-Cilindro mestre duplo, 2- Tubulação rígida, 3- Tubulação flexível, 4- Pinça de freio, 5- Disco de freio.

Figura 18 –Conceito escolhido para ser desenvolvido



Fonte: Da autora (2019).

### 3.4.3 Projeto preliminar

Conforme Pedroso (2015), a fase de projeto preliminar analisa as possíveis soluções encontradas, validação do conceito, através da produção de modelos experimentais: os protótipos e/ou simulações computacionais. Neste trabalho será desenvolvido os seguintes métodos para validação do sistema:

1. Desenvolvimento do memorial de cálculo (Apêndice II).

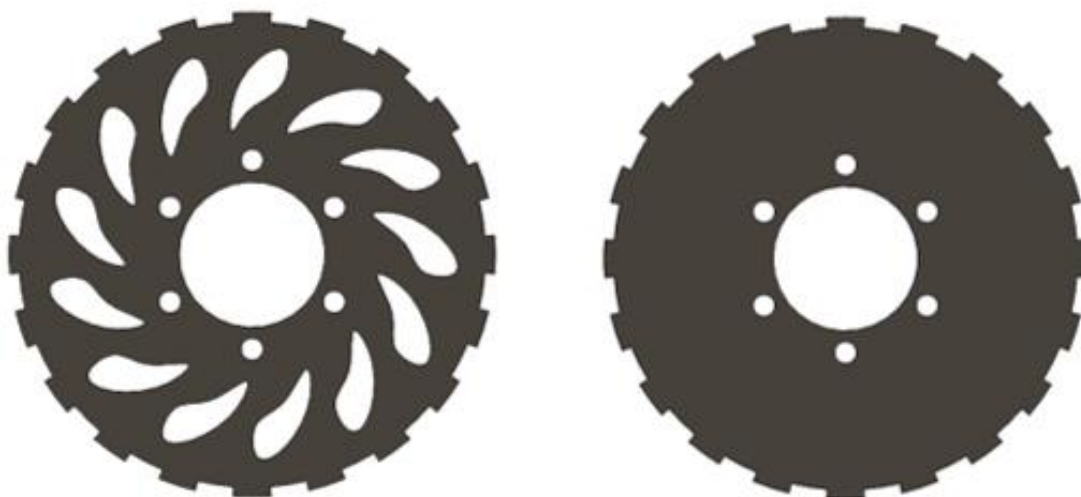
O desenvolvimento do memorial de cálculo seguirá as seguintes etapas com o propósito de obter os dados de saída do projeto:

- Através da Equação 15, o Índice de frenagem, se obtém a distribuição de carga no ato da frenagem. O valor no seu numerador se refere ao sistema dianteiro e o denominador ao sistema traseiro, tendo como o resultado obtido por essa divisão o percentual de aumento do calor gerado entre os dois sistemas independentes.
- A força total de frenagem do sistema, Equação 6.
- Reações normais ao solo no sistema dianteiro e traseiro, Equações 4 e 5.
- Distribuição da força total de frenagem entre o sistema dianteiro e traseiro, Equações 7 e 8.
- A pressão hidráulica do sistema de freio que utiliza a área do cilindro mestre na Equação 32, padrão comercial da Volkswagen com embolo de  $\varnothing 20,64\text{mm}$ .
- Para se determinar a força que deverá ser aplicada pela pastilha sobre a superfície dos discos, a área da pinça utilizada é padrão comercial Honda  $\varnothing 25,40\text{mm}$ , com dois pistões. A força dos discos no sistema dianteiro e traseiro é calculada pelas Equações 9 e 10.
- A partir das forças aplicadas na superfície dos discos, verifica-se a pressão hidráulica necessária em cada sistema independente, Equação 33.
- Energia total dissipada durante a frenagem, Equação 19.
- Variação da temperatura no disco do sistema dianteiro e traseiro, Equação 21.
- Força peso mínima do freio dianteiro e traseiro, Equações 28 e 29.
- Massa mínima do rotor com geometria em disco para o sistema dianteiro e traseiro, Equações 24 e 25.
- A variação da temperatura no sistema de freio dianteiro e traseiro para uma variação de velocidade pelas Equações 30 e 31.
- Equação 16 se obtém a desaceleração do protótipo.
- Com a desaceleração se obtém o tempo de frenagem pela Equação 37.
- Equação 36, a distância de frenagem.



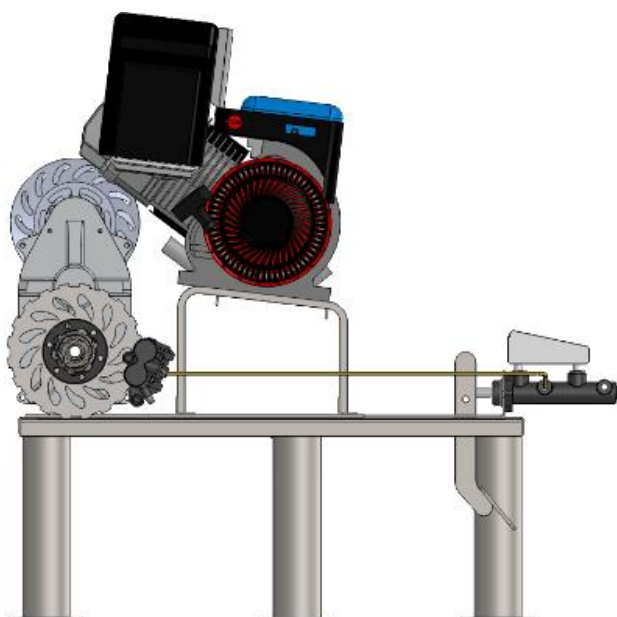
2. Analisar a viabilidade técnica da utilização de dois diferentes projetos de discos de freio, através de testes que analisam o comportamento da sua temperatura durante as solicitações de freio. Sendo utilizado um termógrafo, FLIR I7 com emissividade  $\varepsilon$  0,30 (Brilhante) para captação das imagens dos testes realizados em uma bancada confeccionada em parceria com a equipe Baja Univates Team. Os resultados serão comparados entre as geometrias propostas com e sem nenhum canal dissipador de energia. A Figura 19 ilustra as geometrias a serem analisadas e a Figura 20 o projeto da bancada de testes.

Figura 19 – Geometria com canais dissipadores x sem canais



Fonte: Da autora (2019).

Figura 20 – Projeto da bancada de testes



Fonte: Da autora (2019).

### 3.4.4 Projeto detalhado

Nesta fase, ocorre a elaboração da documentação necessária para a configuração final do produto a ser desenvolvido. A partir do detalhamento, desenhos finais, especificações de materiais e componentes do projeto, o protótipo pode ser fabricado. O conceito original não sofre alterações, mas pode ser ajustado (ROMANO, 2003).

O aço SAE 1045 é classificado pela norma ABNT como aço de médio teor de carbono, com 0,45% em massa deste elemento em sua composição. O aço SAE 1045 tem grande utilidade na indústria, sendo aplicado em eixos, pinos, peças forjadas, componentes estruturais e automotivos. A especificação do material utilizado para fabricação dos discos de freio deste protótipo está exposta nas tabelas abaixo. Sua composição química média pode ser vista na Tabela 9, e a propriedades mecânicas na Tabela 10. O calor específico para ferro fundido é de 544,27 J/Kg°C.

Tabela 9 - Composição química em massa para o aço SAE 1045

C (%)	Si (%)	Mn (%)	P (%)	S (%)
0,43 – 0,50	0,15 – 0,35	0,60 – 0,90	0,03 máx.	0,05 máx.

Fonte: Adaptado do catálogo Gerdau (2019).

Tabela 10 - Propriedades mecânicas

LR (MPa)	LE (MPa)	HB	Z (%)	A (%)
570	310	170	40	16

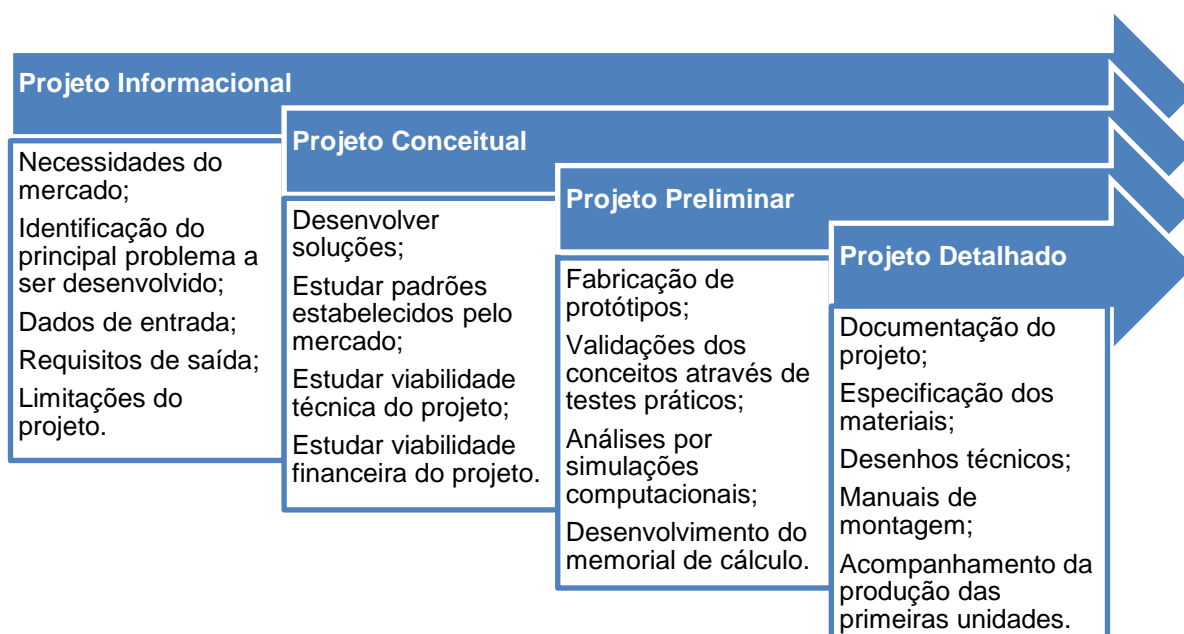
Fonte: Adaptado do catálogo da Arcelor Mittal (2019).

## 4 APRESENTAÇÃO E ANÁLISE DOS RESULTADOS

### 4.1 Projeto mecânico

A metodologia aplicada em projetos é composta por conjuntos de conhecimentos e gestão de boas práticas, onde a sua execução de forma correta garante o sucesso do projeto. Os fatores que envolvem o desenvolvimento de um projeto mecânico para um sistema de freio de veículo do tipo Baja seguem a seguinte estrutura conforme Figura 21.

Figura 21 – Fatores que envolvem um projeto mecânico



Fonte: Da autora (2019).

## **4.2 Dinâmica veicular**

A influência da dinâmica veicular que envolve o dimensionamento do sistema de freio do veículo Baja será detalhada nos itens abaixo.

### **4.2.1 Índice de frenagem**

Através do desenvolvimento do memorial de cálculo, a distribuição da carga no momento da frenagem resulta em 72% no eixo dianteiro e 28% para o eixo traseiro. Resultado está conforme referencial teórico, item 2.2.1 descreve que em situações de frenagem a distribuição está em torno de 70% até 80% no eixo dianteiro e 30% até 20% no eixo traseiro.

### **4.2.2 Pressão hidráulica**

No desenvolvimento do memorial de cálculo, a pressão obtida no cilindro mestre foi de 2,98Mpa. Analisando a pressão necessária para o sistema dianteiro e traseiro, onde o veículo necessita realizar o travamento das quatro rodas, a pressão mínima necessária no sistema deve ser maior que 2,43Mpa.

Para demonstrar a pressão exercida na hora da frenagem por um homem e por uma mulher acionando o pedal de freio, a bancada de teste projetada na fase do projeto preliminar foi fabricada em parceria com a equipe Baja Univates Team para análises deste trabalho. Na Figura 22 se pode observar o resultado da fabricação da bancada que está instalada na oficina da equipe e servirá para futuros projetos e análises de seus protótipos.

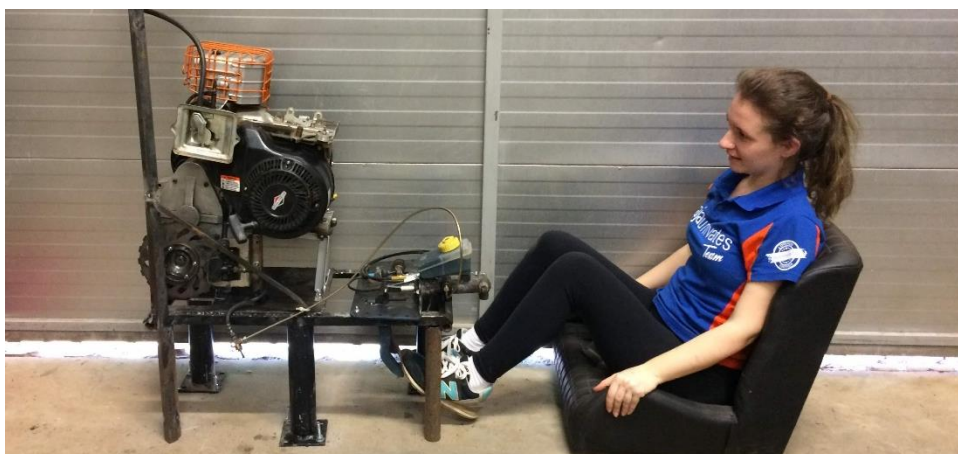
Figura 22 – Bancada de testes



Fonte: Da autora (2019).

O teste prático ocorreu da seguinte forma: com o motor ligado e sendo acelerado manualmente na sua potência máxima, após 1 minutos de funcionamento o pedal de freio foi acionado até o travamento total do disco de freio. A pressão exercida nesta situação foi analisada pela leitura de um manômetro acoplado no cilindro mestre do sistema de freio. A Figura 23 demonstra o acionamento do pedal de freio durante o teste e a Figura 24 a pressão exata neste momento, na esquerda a pressão exercida ao acionamento de um homem e na direita por uma mulher.

Figura 23 – Acionamento do pedal de freio



Fonte: Da autora (2019).

Figura 24 – Pressão exercida no acionamento do pedal



Fonte: Da autora (2019).

Nos testes realizados na bancada não há a presença da transferência de carga que ocorre no sistema de freio em um protótipo em circulação no momento da frenagem, os valores são analisados em uma condição idealizada. Neste caso para um homem o acionamento demandou uma pressão de 0,9MPa por 0,75s e para uma mulher 0,55MPa por 1s.

#### 4.2.3 Força de acionamento

A força total de frenagem requerida pelo protótipo através do memorial de cálculo é de 927N, distribuída da seguinte forma: sistema dianteiro necessita de 666,90N e o sistema traseiro de 260,10N.

Para o seu acionamento, o sistema de freio necessita de uma força mínima de 250N aplicada no pedal de freio, esta força é amplificada na alavanca de freio através do princípio de momentos. A geometria proposta para o pedal de freio apresenta um coeficiente 4, conforme desenho técnico no Anexo 1. Resultado está conforme referencial teórico, item 2.3.1 descreve que a força máxima a ser aplicada pela população feminina e masculina está sendo atendida, 445N e 823N.

#### 4.2.4 Força exercida no disco

A força aplicada nos rotores do sistema de freio em desenvolvimento com geometria em disco, nas Equações 9 e 10 pode se observar no sistema dianteiro o resultado de 1112N em cada unidade e no sistema traseiro é necessária uma força de 867N.

#### 4.2.5 Análise térmica

A energia total dissipada no sistema em desenvolvimento é de 20,25KJ. Igualando essa energia com a capacidade térmica do sistema pode se observar o gradiente de temperatura nos disco: sistema dianteiro 77,51°C e sistema traseiro 54,71°C.

- Para o eixo dianteiro será utilizado dois discos de freio padrão comercial Honda (TRX 400), devido a sua solicitação de força e variação térmica ser elevada.
- No sistema de eixo traseiro um disco de geometria proposta com canais de dissipação de energia manufaturado em Aço SAE 1045.

A Figura 25 demonstra a análise térmica do rotor em disco proposto para o sistema de freio traseiro do protótipo durante testes práticos na banca desenvolvida, sendo possível observar a variação térmica existente na geometria, entre a temperatura da sua borda externa e da parte central do disco. A geometria a esquerda demonstrou um gradiente de temperatura  $\Delta T$  53°C e na geometria a direita um  $\Delta T$  52°C, sendo coerente com o memorial de cálculo que determinou um  $\Delta T$  55°C. O teste ocorreu da seguinte forma: com o motor sendo acelerado manualmente na sua potência máxima por 2 minutos, o pedal de freio sendo acionado durante esse período com frenagens repetidas até o final do tempo em análise. Após esse término o pedal



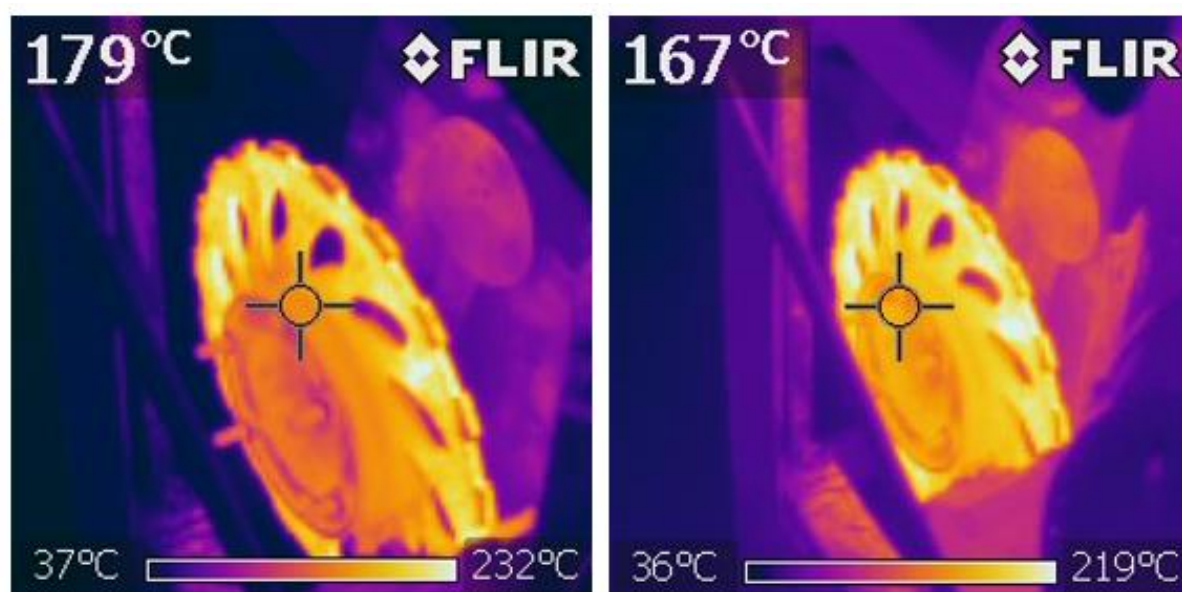
de freio foi acionado até o travamento total do disco. Tabela 11 apresenta os dados obtidos durante a realização dos testes realizados em seis experimentos de temperatura. Esta condição de teste, com frenagens repetidas e após um determinado tempo a sua frenagem por completo simula a condição do protótipo na competição Baja SAE.

Tabela 11 – Dados obtidos no teste do disco traseiro

DISCO COM CANAIS DISSIPADORES					
EXPERIMENTO		BORDA EXT.	CENTRAL	MAGNITUDE	UNIDADE
1	$\Delta T$	109,00	69,90	39,10	°C
2	$\Delta T$	106,00	62,80	43,20	°C
3	$\Delta T$	115,00	66,70	48,30	°C
4	$\Delta T$	119,00	66,70	52,30	°C
5	$\Delta T$	219,00	167,00	52,00	°C
6	$\Delta T$	232,00	179,00	53,00	°C

Fonte: Da autora (2019).

Figura 25 – Análise térmica do sistema traseiro



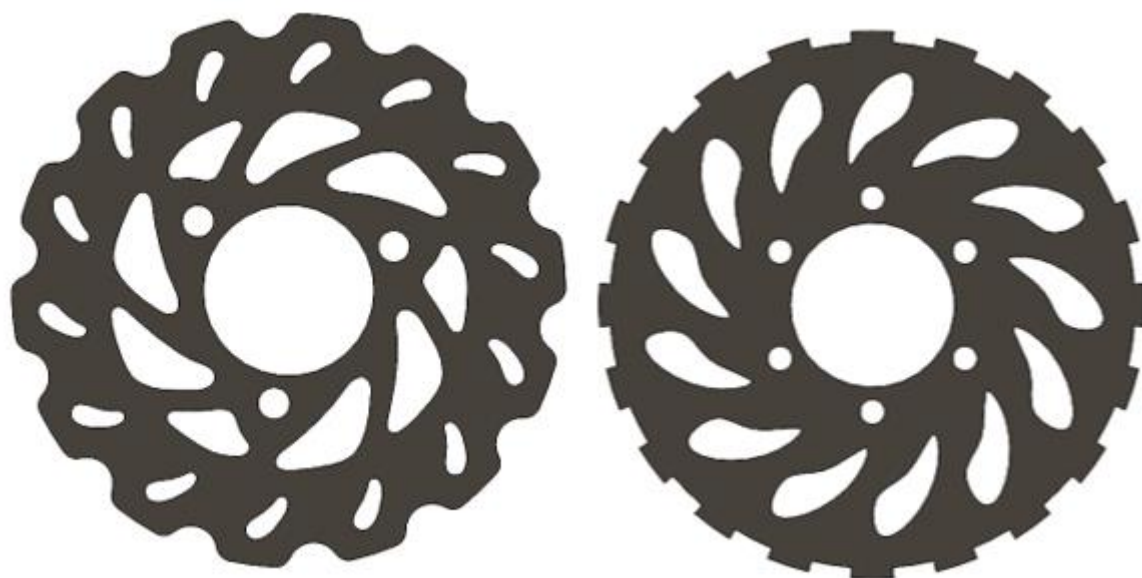
Fonte: Da autora (2019).



#### 4.2.6 Geometria do rotor em disco

Através do desenvolvimento do memorial de cálculo, a massa mínima da região em contato disco/pastilha se apresentou para o sistema dianteiro 0,07Kg e no sistema traseiro 0,03Kg. As geometrias propostas na Figura 26, apresentam os modelamentos na direita para o sistema dianteiro com massa total de 0,49Kg e na esquerda para o sistema traseiro com massa total de 0,68Kg, obtendo o valor mínimo calculado.

Figura 26 – Geometrias disco dianteiro x disco traseiro



Fonte: Da autora (2019).

#### 4.2.7 Variação da temperatura entre os sistemas independentes

Os resultados obtidos pelo memorial de cálculo para a variação da temperatura entre os sistemas:

- Sistema dianteiro:  $\Delta T$  27,10 °C
- Sistema traseiro:  $\Delta T$  15,18 °C

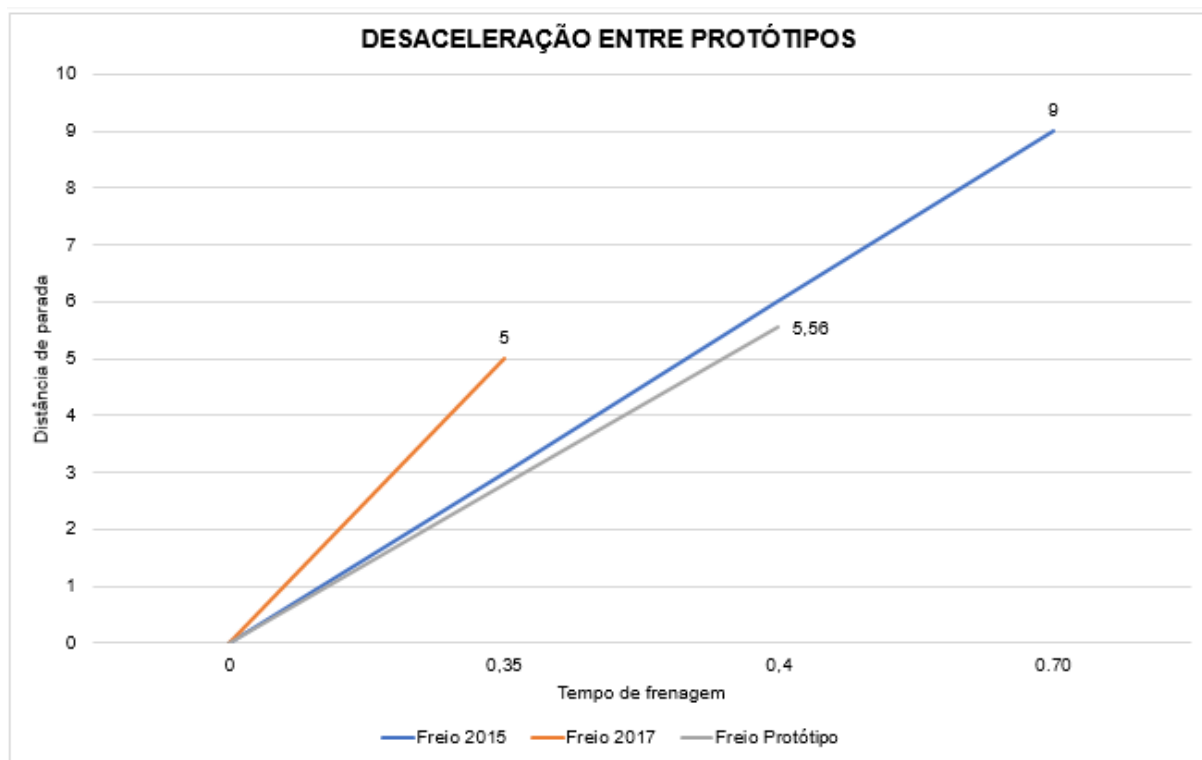
Pode se observar que o sistema dianteiro do protótipo está gerando um calor aproximadamente 56% maior que o sistema traseiro. Confrontando com o resultado

encontrado pela Equação 15, onde o calor gerado no sistema de freio dianteiro era previsto em aproximadamente 57% maior que no traseiro.

#### 4.2.8 Desaceleração

A desaceleração do protótipo calculada pela Equação 16, para o presente caso resulta em  $9,66 \text{ m/s}^2$ . Igualando esse resultado com a Equação 37, se obtém o tempo de frenagem necessária de 0,40s para a distância de parada total do veículo em 5,57m. No gráfico 2 é possível visualizar o comportamento do protótipo em relação ao histórico da equipe Baja Univates Team.

Gráfico 2 – Comparação da desaceleração



Fonte: Da autora (2019).

Os dados do sistema de freio dos anos de 2015 e 2017 foram obtidos pela equipe Baja Univates Team através de testes realizados conforme item 2.4.1 em seus veículos protótipos. A alteração realizada no sistema do ano de 2017 foi a substituição das tubulações flexíveis para tubulações rígidas em locais que não necessitam de

movimentação, esta melhoria gerou grande eficiência. O sistema de freio protótipo desenvolvido neste trabalho através da análise de um projeto mecânico possui as mesmas configurações que o sistema de freio utilizado no veículo protótipo de 2017. Os dados obtidos pelo memorial de cálculo estão conforme o teste prático realizado.

### 4.3 Especificação dos componentes

Através do desenvolvimento do memorial de cálculo (Apêndice 2), os dados de saída do projeto foram determinados, expostos na Tabela 12. Sendo possível documentar as especificações dos componentes do sistema de freio em análise.

Tabela 12 – Dados de saída do projeto

GRANDEZA		UNIDADE	VALOR
Força de acionamento	$F_{ac}$	N	250
Pressão do sistema	$P_{hid}$	MPa	2,98
Força de frenagem total	$F_f$	N	927
Força sistema dianteiro	$F_{fI}$	N	666,90
Força sistema traseiro	$F_{fII}$	N	260,10
Força pinça dianteira	$F_{dI}$	N	1112
Força pinça traseira	$F_{dII}$	N	867
Pressão sistema dianteiro	$P_{hid}$	MPa	2,43
Pressão sistema traseiro	$P_{hid}$	MPa	1,90

Fonte: Da autora (2019).

As especificações dos componentes estão itemizados abaixo:

1. Cilindro mestre:

- Padrão comercial Volkswagen (Veículo Gol).
- Embolo com diâmetro de 20,64mm.
- Sistema duplo com duas câmaras e alimentação do fluido de forma paralela.

2. Tubulação rígida:

- Padrão comercial Volkswagen (Veículo Gol).
- Tubulação com diâmetro de 3/16".
- Pressão máxima suportada de 7MPa.

## 3. Tubulação flexível:

- Padrão comercial Honda (Veículo Civic).
- Tubulação com diâmetro de 3/16".
- Pressão máxima suportada de 10MPa.

## 4. Pinça e pastilha de freio:

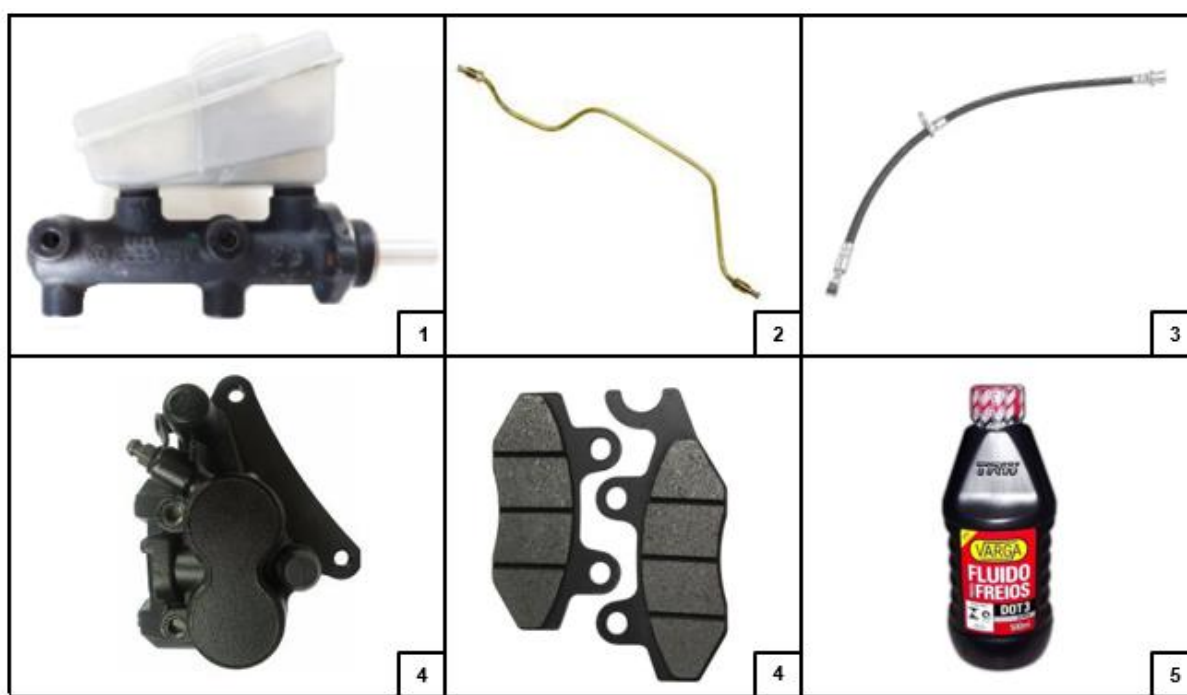
- Padrão comercial Honda (veículo CBX Twister).
- Sistema de funcionamento fixo.
- Dois embolo com diâmetro de 25,40mm.

## 5. Fluido de freio:

- DOT 3, com ponto de ebulição em 205°C.

A Figura 27 está representando os componentes do sistema de freio desenvolvido neste trabalho e a Figura 28 o conceito original do protótipo a ser desenvolvido pela equipe Baja Univates Team, já com o sistema de freio explanado neste trabalho.

Figura 27 – Componentes do sistema de freio



Fonte: Da autora (2019).

Figura 28 – Desenho final do protótipo a ser desenvolvido



Fonte: Da autora (2019).

#### **4.4 Análise da temperatura: discos com e sem canais dissipadores de energia**

Os freios a discos possuem como sua principal vantagem, a transferência do calor gerado no momento da frenagem diretamente para o ambiente externo pelas suas faces livres. Este calor gerado é a transformação da energia cinética do protótipo em movimento em energia térmica.

Entre um disco ventilado e outro sólido, a diferença na capacidade de perda deste calor obtido na frenagem consiste na massa equivalente do metal e a maior área de dissipação de energia. A Tabela 13 apresenta os dados obtidos na realização dos testes em seis experimentos de temperatura, comparando os valores do rotor com geometria em disco com e sem canais dissipadores de energia. O teste ocorreu da seguinte forma: com o motor sendo acelerado manualmente na sua potência máxima por 4 minutos, o pedal de freio sendo acionado durante esse período com frenagens

repetidas. Após término do tempo estabelecido, o pedal de freio foi acionado até o travamento total do disco.

Tabela 13 – Comparativo entre geometria dos discos

DISCO COM CANAIS DISSIPADORES					
EXPERIMENTO		BORDA EXT.	CENTRAL	MAGNITUDE	UNIDADE
1	$\Delta T$	218,00	130,00	88,00	°C
2	$\Delta T$	205,00	115,00	90,00	°C
3	$\Delta T$	236,00	126,00	110,00	°C
4	$\Delta T$	228,00	116,00	112,00	°C
5	$\Delta T$	230,00	110,80	119,20	°C
6	$\Delta T$	236,00	108,00	128,00	°C

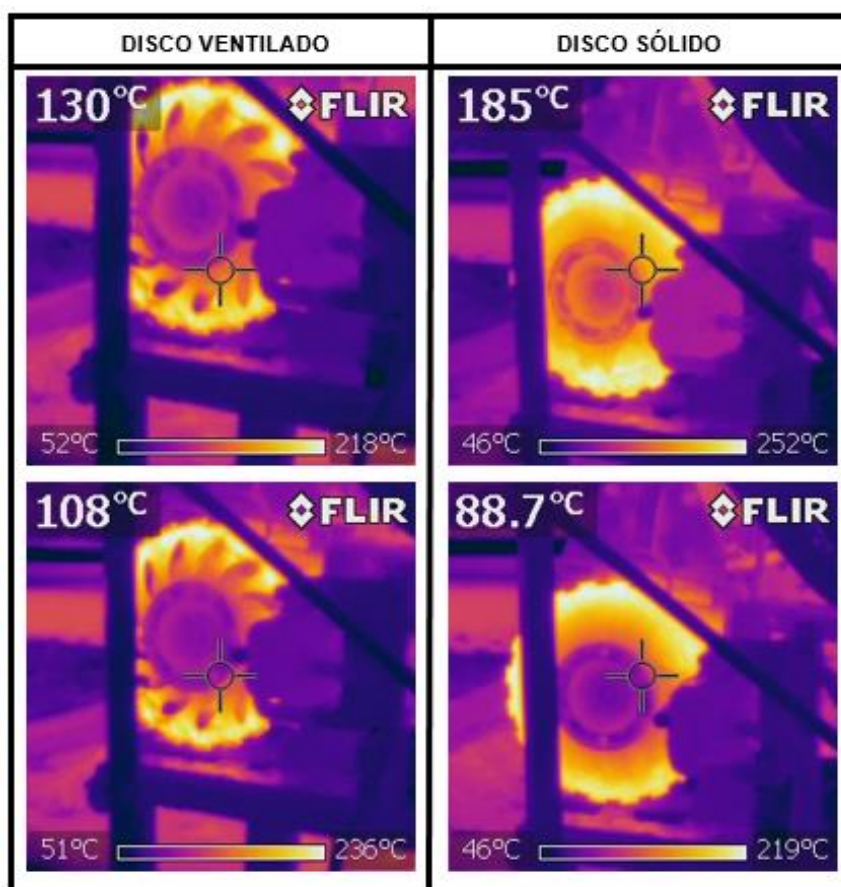
DISCO SEM CANAIS DISSIPADORES					
EXPERIMENTO		BORDA EXT.	CENTRAL	MAGNITUDE	UNIDADE
1	$\Delta T$	252,00	185,00	67,00	°C
2	$\Delta T$	203,00	125,00	78,00	°C
3	$\Delta T$	265,00	182,00	83,00	°C
4	$\Delta T$	271,00	163,00	108,00	°C
5	$\Delta T$	226,00	104,00	122,00	°C
6	$\Delta T$	219,00	88,70	130,30	°C

Fonte: Da autora (2019).

Conforme Iombriller 2002, os freios com rotor em geometria de discos ventilados tecnicamente são mais eficientes que os discos sólidos, porém a ventilação interna é efetiva quando a velocidade do veículo aumenta. Conclui-se que para veículos com baixa velocidade como o protótipo *off-road* do tipo Baja SAE, estudado neste trabalho, o disco sólido pode oferecer capacidade de resfriamento próxima a do disco ventilado. Conforme análise dos dados obtidos no teste acima, se pode observar que o disco sólido apresentou este comportamento.

A geometria do disco com canais de dissipação de energia foi indicada para o sistema de freio em desenvolvimento neste trabalho, por apresentar uma diminuição de seu peso devido aos canais de ventilação e uma redução de custo por necessitar de menos material para a sua manufatura. A Figura 29 demonstra a análise térmica dos discos propostos com e sem canais dissipadores de energia. A esquerda pode se observar os experimentos 1 e 6 do disco ventilado e a direita os experimentos do disco sólido.

Figura 29 – Análise térmica do disco ventilado x disco sólido



Fonte: Da autora (2019).

#### 4.5 Aprovação do sistema perante regulamento da competição Baja SAE

O sistema de freio desenvolvido para o veículo *off-road* do tipo Baja SAE deste trabalho possui como exigência a sua aprovação perante as normas técnicas da competição Baja SAE, sendo possível a equipe Baja Univates Team utilizá-lo no seu protótipo em desenvolvimento. Durante a competição o veículo é submetido a um check-list de segurança onde todos os itens da norma são verificados, caso algo não esteja em conformidade a equipe possui um tempo para ajustes. O veículo só será autorizado a participar das provas dinâmicas e do enduro após a conclusão efetiva da prova de segurança. Na Tabela 14 pode se observar os requisitos da norma que estão em conformidade com o projeto mecânico desenvolvido neste trabalho.



Tabela 14 – Análise dos itens do regulamento técnico Baja SAE

VERIFICAÇÃO DOS ITENS DO REGULAMENTO			
ITEM	DESCRIÇÃO	PROJETO MECÂNICO	SITUAÇÃO
B9.1	Freio hidráulico	Fluido de freio DOT 3	Ok
	Acionamento por um único pé	Pedal de freio com geometria proposta	Ok
B9.2	Sistemas hidráulicos independentes	Cilindro mestre duplo	Ok
B9.3	Posicionamento do freio no eixo motor	Freio atua no eixo final	Ok
B9.4	Cutting Brakes	Não utilizado no projeto	Item não obrigatório
B9.5	Linhas com faixa de movimento	Tubulação flexível na suspensão	Ok
	Linhas de plástico são proibidas	Tubulação rígida	Ok

Fonte: Da autora (2019).



## 5 CONCLUSÕES

Considerando-se a análise teórica desenvolvida neste trabalho, bem como seu memorial de cálculo e testes realizados na bancada, projetada e fabricada em parceria com a equipe Baja Univetes Team, pode-se concluir que os objetivos estabelecidos foram alcançados.

O desenvolvimento de um projeto mecânico para um sistema de freio: veículo *off road* para competição Baja SAE, de forma documentada além de ser uma grande fonte de referência para o ambiente acadêmico auxilia na gestão do conhecimento do subsistema de freio por projetar um sistema específico, não existente no mercado. Além de aumentar a pontuação nas provas de projeto durante a competição por se aprofundar no entendimento dos fatores que envolvem o dimensionamento do produto vinculando a sua dinâmica veicular específica e por se tratar de um item de segurança.

Os testes práticos foram desenvolvidos em uma bancada devido ao limitador do trabalho ser o veículo protótipo não estar apto para montagem do sistema de freio. As análises térmicas entre os discos com canais dissipadores de energia e sem os canais apresentaram resultado semelhante, a dissipação de energia em ambos pode se observar que possuem o mesmo comportamento. Fenômeno que ocorre quando os discos estão submetidos a velocidades baixas, como no protótipo em estudo.

Analisando os resultados obtidos através do memorial de cálculo e comparando com os dados do histórico da equipe Baja Univates Team do chassi desenvolvido no ano de 2017, onde o mesmo possui as características e componentes utilizados no projeto mecânico desenvolvido neste trabalho, pode se concluir que o sistema de freio

está aprovado para utilização e montagem em um veículo, devido a sua eficiência apresentada. Em relação aos itens do regulamento técnico da competição Baja SAE, o sistema de freio está conforme os itens solicitados pela comissão.

## REFERÊNCIAS

BARBOSA, Victor Almeida Cotta. **A influência do processo produtivo na qualidade final de pastilhas de freio automotiva**. Joinville: Universidade Federal de Santa Catarina, 2017.

BERGMAN, Theodore L. et al. **Fundamentos de transferência de calor e de massa**. 7. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2016.

BOSCH, Robert. **Manual de tecnologia automotiva**. São Paulo: Edgard Blücher, 2005.

BRUNETTI, Franco. **Mecânica dos fluidos**. 2. ed. São Paulo: Pearson Prentice Hall, 2008.

BUDYNAS, Richard G.; NISBETT, J. Keith. **Elementos de máquinas de Shigley: projeto de engenharia mecânica**. 8. ed. Porto Alegre: AMGH, 2011.

CHOLLET, H. M. **Curso prático e profissional para mecânicos de automóveis**. São Paulo: Hemus, 2002.

CONSELHO NACIONAL DE TRÂNSITO (CONTRAN). Resolução nº 14, de 06 de fevereiro de 1998. Estabelece os equipamentos obrigatórios para a frota de veículos em circulação e dá outras providências. Disponível em: <[www.detran.gov.br](http://www.detran.gov.br)>. Acesso em: 25 fev. 2019.

\_\_\_\_\_. Resolução nº 312, de 03 de abril de 2009. Dispõe sobre a obrigatoriedade do uso do sistema antitravamento das rodas – ABS, nos veículos novos saídos de fábrica, nacionais e importados. Disponível em: <[www.detran.gov.br](http://www.detran.gov.br)>. Acesso em: 14 abr. 2019.

DIULGHEROGLO, Pedro A. **História dos freios**. 2012. 206f. Trabalho de Curso– Universidade Federal do Paraná, Curitiba, 2012.

EQUIPE BAJA UNIVATES TEAM. Lajeado: Univates, 2017. [arquivo particular].

GIANSANTE, Brenno Carlo Zanini. **Desenvolvimento de um sistema de freio para veículo off road leve de competição Baja sae**. 2017. 62f. Trabalho de Conclusão (Engenharia Mecânica) – Escola politécnica Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, 2017.

GIL, Antonio Carlos. **Como elaborar projetos de pesquisa**. 5. ed. São Paulo: Atlas, 2008.

GILLESPIE, Thomas D. **Fundamentals of vehicle dynamics**. Warrendale: SAE, 1992.

GOMES, Luis E. de M. **Benchmarking e aprendizagem organizacional, estudo de caso na companhia de processamento de dados de Minas Gerais – Prodemge**. 2011. 125f. Dissertação (Mestrado em Engenharia da Produção) – Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2001.

GUIA do aço Arcelor Mittal, 2013. Disponível em: <[www.arcelormittal.com.br](http://www.arcelormittal.com.br)>. Acesso em: 01 novembro 2019.

GERDAU. **Manual de aços especiais – aços para construção mecânica**. Disponível em: <[www.gerdau.com.br](http://www.gerdau.com.br)>. Acesso em: 22 outubro 2019.

HALLIDAY, David; RESNICK, Robert; WALKER, Jearl. **Fundamentos de física**. 9. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2013.

HOUAISS, Antônio; VILLAR, Mauro de Salles; FRANCO, Francisco M. de Mello. **Minidicionário Houaiss da língua portuguesa**. 3. ed. Rio de Janeiro: Objetiva, 2008.

INCROPERA, Frank P. **Fundamentos de transferência de calor e de massa**. 6. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2011.

IOMBRILLER, Silvia F. **Análise térmica e dinâmica do sistema de freios a disco de veículos comerciais pesados**. 2002. 196f. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) – Universidade de São Paulo, São Carlos, 2002.

LAKATOS, Eva Maria; MARCONI, Marina de Andrade. **Fundamentos de metodologia científica**. 7. ed. São Paulo: Atlas, 2010.

LIMPERT, Rudolf. **Brake design and safety**. 2. ed. Michigan: SAE, 1999.

MANUAL NAKATA PARA SISTEMAS DE FREIO. Extrema-MG: Nakata, 2011.

NICOLAZZI, L.C.; ROSA, E.; LEAL, L.C.M. **Uma introdução à modelagem quase estática de automóveis**. 2012. 180f. Publicação Interna do GRANTE, Departamento de Engenharia Mecânica da UFSC. Santos, 2012.

PEDROSO, Marcos P. G. **Projeto de máquina de usinagem de esferas cerâmicas verdes**. 2015. 136f. Dissertação (Mestre em Ciências) – Universidade de São Paulo, São Carlos, 2015.

PRODANOV, Cleber Araujo; FREITAS, Ernani Cesar. **Metodologia do trabalho científico: métodos e técnicas da pesquisa e do trabalho acadêmico**. 2. ed. Novo Hamburgo: FEEVALE, 2013.

REGULAMENTO RATBSB. Administrativo e técnico Baja SAE Brasil, 01 de janeiro de 2018. Disponível em «<http://www.saebrasil.org.br>».

ROMANO, Leonardo N. **Modelo de referência para o processo de desenvolvimento de máquinas agrícolas**. 2003. 312f. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) – Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2003.

SANTOS, Gustavo C. M. dos. **Projeto e dimensionamento de um sistema de freios aplicado a um veículo fórmula SAE**. 2014. 150f. Projeto (Engenharia Mecânica) – Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, 2014.

SILVEIRA, Rafael. **Dimensionamento e projeto do sistema de freios de um veículo fora de estrada tipo Baja**. 2010. 54f. Trabalho de Conclusão (Engenharia Mecânica) – Universidade Federal do Paraná, Curitiba, 2010.

STEWART, Harry L. **Pneumática e hidráulica**. 3. ed. Curitiba: Hemus, 2012.

ZAMGARINI, Guilherme R. **Introdução a freios automotivos**. 2006. 65f. Apostila (Engenharia Mecânica) – Universidade Estadual de Campinas, Campinas, 2006.

## **APÊNDICE A – Questionário do *Benchmarking***

### **Questionário de avaliação do cenário atual de sistemas de freio para veículos *off-road* Baja.**

#### **Objetivo**

Este questionário tem por finalidade a validação com o público especializado e com alto grau de conhecimento em sistemas de freio voltado a veículos *off-road* do tipo Baja SAE.

#### **Resumo**

O objetivo do presente trabalho é realizar um *Benchmarking* com equipes participantes do projeto Baja SAE. Realizar um estudo do mercado atual no segmento de sistemas de freio para veículos *off-road* do tipo Baja, mapeando sistemas utilizados pelas equipes de todas as etapas regionais do projeto.

#### **Questionário**

##### **1) Qual etapa regional a sua equipe participa?**

###### **Alternativas:**

- ( ) Etapa Sul.
- ( ) Etapa Sudeste.
- ( ) Etapa Nordeste.

##### **2) O sistema de freio da sua equipe possui?**

###### **Alternativas:**

- ( ) Dois cilindro mestre simples.
- ( ) Um cilindro mestre duplo.

**3) O sistema de freio da sua equipe possui na parte traseira do veículo?**

**Alternativas:**

- ☐ Um disco de freio.
- ☐ Dois discos de freio.

**4) O sistema de freio da sua equipe possui no seu protótipo?**

**Alternativas:**

- ☐ Pinça fluante.
- ☐ Pinça fixa.

**5) Os discos de freio instalados na parte traseira do veículo estão em quais das opções abaixo:**

**Alternativas:**

- ☐ Manga de eixo.
- ☐ Eixo de transmissão.



## APÊNDICE B – Memorial de cálculo

### Objetivo

Este memorial de cálculo tem por finalidade a verificação da ação dinâmica veicular no protótipo *off-road* do tipo Baja SAE, nos elementos do projeto que possuem vínculo com o sistema de freio.

### Resumo

O objetivo do presente trabalho é realizar um estudo da dinâmica veicular do protótipo, através dos dados de entrada conhecidos pelo modelamento do mesmo em *SolidWorks*, explanadas na Tabela 15. A partir desses dados será desenvolvido o memorial de cálculo pelas equações explanadas na revisão bibliográfica.

Tabela 15 – Características do protótipo.

GRANDEZA		UNIDADE	VALOR
Distribuição de carga	$x$	...	0,51
Distância entre eixos	$l$	m	1,40
Altura CG veículo com piloto	$h$	m	0,60
Peso veículo com piloto	$G$	Kg	2.060
Raio dinâmico do pneu	$rd$	m	0,2668
Coef. Atrito pastilha	$\mu$	...	0,45
Coef. Atrito rolamento	$f$	...	0,085
Velocidade máxima	$v$	m/s	13,89

Fonte: Da autora (2019).

Compreender o índice de frenagem é essencial para se iniciar a análise do protótipo em estudo, conforme Equação 15.

$$\xi = \frac{\left[ (1-x) + (\mu+f) \frac{h}{l} \right]}{\left[ (x - (\mu+f) \frac{h}{l}) \right]} \quad (15)$$

$$\xi = \frac{0,72}{0,28} = 2,57$$

A força de frenagem total do sistema se obtém através da Equação 6.

$$Ff = \mu G \cos \alpha \quad (6)$$

$$Ff = 927\text{N}$$

Esta força de frenagem necessária para o sistema de freio atuar de forma equilibrada resulta nas seguintes reações normais ao solo, conforme Equação 4 e 5.

$$RI = (1 - x) G \cos \alpha + (Ff + Qr) \frac{h}{l} \quad (4)$$

$$RI = 1.482\text{N}$$

$$RII = x G \cos \alpha - (\mu G \cos \alpha + Qr) \frac{h}{l} \quad (5)$$

$$RII = 578\text{N}$$

A força total do sistema de freio é distribuída na frenagem através dos eixos dianteiro e traseiro, pelas Equações 7 e 8.

$$FfI = \mu RI \quad (7)$$

$$FfI = 666,90\text{N}$$

$$FfII = \mu RII \quad (8)$$

$$FfII = 260,10\text{N}$$

A pressão hidráulica do sistema de freio utiliza a área do cilindro mestre na Equação 32, padrão comercial da Volkswagen com embolo de Ø20,64mm.

$$Phidc = \frac{Fac}{Acil} \quad (32)$$

$$Phidc = 2,98 \text{ MPa}$$

Como já mencionado, o sistema de freio em análise possui rotor com geometria em disco na dianteira e traseira do protótipo. Para se determinar a força que deverá ser aplicada pela pastilha sobre a superfície dos discos, a área da pinça utilizada é padrão comercial Honda Ø25,40mm, com dois pistões. A força dos discos no sistema dianteiro é calculada pela Equação 9 e a força aplicada no sistema traseiro pela Equação 10.

$$FdI = \frac{1}{2} FfI \frac{rd}{rfI} \quad (9)$$

$$FdI = 1.112\text{N}$$

$$FdII = FfII \frac{rd}{rfII} \quad (10)$$

$$FdII = 867\text{N}$$

A pressão necessária para a frenagem em cada um dos eixos é encontrada a partir dos resultados das forças aplicada pela pastilha na superfície dos discos, Equação 33.

$$Phid = \frac{FdI}{Al \mu past} \quad (33)$$

$$Phid = 2,43 \text{ Mpa}$$

$$Phid = \frac{FdII}{AII \mu_{past}} \quad (33)$$

$$Phid = 1,90 \text{ Mpa}$$

A energia total dissipada durante a frenagem do protótipo é encontrada a partir da Equação 19.

$$E = \frac{1}{2} \frac{G}{g} (1 + \delta) Vi^2 \quad (19)$$

$$E = 20,25 \text{ KJ}$$

Igualando a energia total dissipada com a capacidade térmica do sistema pode se encontrar a variação de temperatura no disco dos dois sistemas (dianteiro e traseiro) pela Equação 21. As massas dos rotores estão limitadas ao diâmetro do pneu do protótipo na dianteira e no traseiro o suporte da caixa de redução.

- Massa disco dianteiro: 0,49Kg.
- Massa disco traseiro: 0,68Kg.
- Calor específico do material ferro fundido: 544,27 J/Kg°C

$$\frac{1}{2} \frac{G}{g} (1 + \delta) Vi^2 = c m \Delta T \quad (21)$$

$$\Delta TI = 76 \text{ °C}$$

$$\frac{1}{2} \frac{G}{g} (1 + \delta) Vi^2 = c m \Delta T \quad (21)$$

$$\Delta TII = 55 \text{ °C}$$

Para as guarnições do sistema (acessórios) não se danificarem de forma precoce, a temperatura máxima arbitrada para as mesmas foi de 220°C, por parte ser fabricada em alumínio. A temperatura térmica em média nos dias da competição fica próxima dos 30°C resultando em um gradiente  $\Delta T = 190^\circ\text{C}$ . Desse calor, 99% é

absorvido pelos discos. Considerando que o protótipo após a frenagem fica imobilizado, o índice de inércia de translação equivalente a rotação é desconsiderado. A força peso mínima dos rotores dianteiro e traseiro são obtidas pelas Equações 28 e 29 e a massa pelas Equações 24 e 25. Esses pesos calculados se referem a região de atrito disco/pastilha.

$$Gfi = \sigma \frac{\xi G}{4 c \Delta T (1 + \xi)} (Vi^2 - Vf^2) \quad (28)$$

$$Gfi = 0,684N$$

$$Gfi = m1 \times g \quad (24)$$

$$m1 = 0,07Kg$$

Como já mencionado o sistema de freio dianteiro possui dois discos na sua composição, cada um possuindo 0,49Kg e atingindo o valor mínimo solicitado. Recalculando a força peso para o sistema dianteiro: 9,61N.

$$Gfii = \sigma \frac{G}{4 c \Delta T (1 + \xi)} (Vi^2 - Vf^2) \quad (29)$$

$$Gfii = 0,266N$$

$$Gfii = m2 \times g \quad (25)$$

$$m2 = 0,03Kg$$

O sistema de freio traseiro possui apenas um disco na sua composição. Será desenvolvido um modelo com massa de 0,68Kg para atingir o travamento nas quatro rodas do protótipo. Recalculando a força peso para o sistema traseiro: 6,67N.

Consequentemente, pode se encontrar a variação da temperatura no sistema de freio dianteiro e traseiro para uma variação de velocidade pelas Equações 30 e 31.

$$\Delta T_{i} = \sigma \frac{\xi G}{2(1+\xi)Gf_{i}c} (Vi^2 - Vf^2) \quad (30)$$

$$\Delta T_{i} = 27,10 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\Delta T_{ii} = \sigma \frac{G}{2(1+\xi)Gf_{ii}c} (Vi^2 - Vf^2) \quad (31)$$

$$\Delta T_{ii} = 15,18 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

A desaceleração do protótipo se obtém pela Equação 16. Igualando o resultado da Equação 16 com a Equação 37, encontra se o tempo necessário para o veículo freia por completo. Já a Equação 36 demonstra a distância de frenagem.

$$a = g (\mu + f) \quad (16)$$

$$a = 9,66 \text{ m/s}^2$$

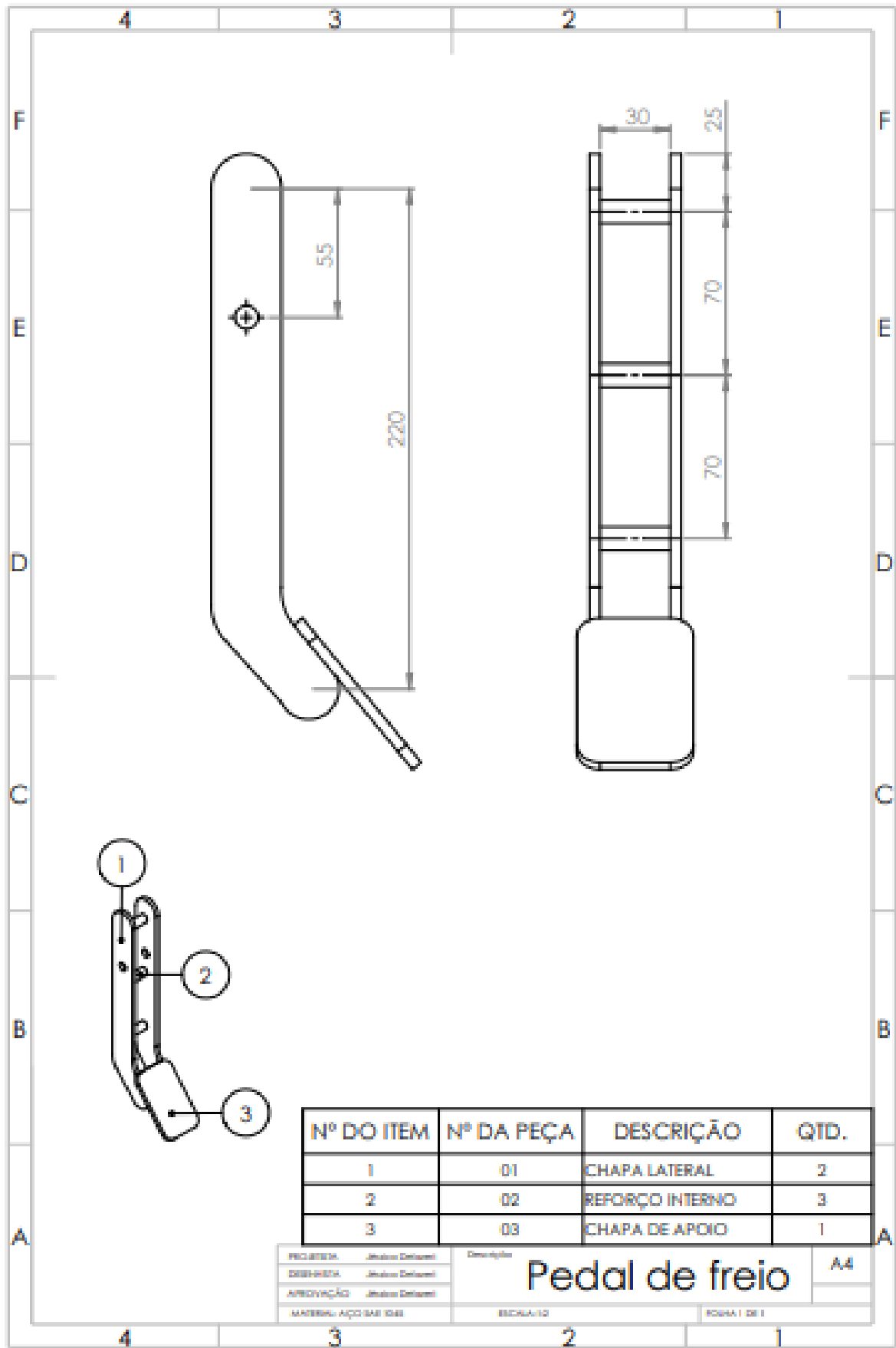
$$a = \frac{Vi}{3,6 \times t} \quad (37)$$

$$t = 0,40\text{s}$$

$$Vi = \frac{e}{t} \quad (36)$$

$$e = 5,57\text{m}$$

ANEXO 1 – Desenho técnico do pedal de freio





**UNIVATES**

R. Avelino Tallini, 171 | Bairro Universitário | Lajeado | RS | Brasil  
CEP 95900.000 | Cx. Postal 155 | Fone: (51) 3714.7000  
[www.univates.br](http://www.univates.br) | 0800 7 07 08 09